СРЕДНЕЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Ю. Д. Сибикин

ОТОПЛЕНИЕ, ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

3-е издание

ЭНЕРГЕТИКА

АКАДЕМИЯ



УДК 658.264(075.32)
ББК 31.38я723
С341

Рецензенты:
директор ГОУ «Орехово-Зуевский текстильный техникум» *М. С. Бочин*;
преподаватель специальных дисциплин ГОУ «Орехово-Зуевский текстильный техникум» *Т. П. Дундуа*;
главный инженер ОАО «МКЦ "Электрокерамика"» *Ю. И. Харламов*

Сибикин Ю. Д.

С341 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Учеб. пособие для сред. проф. образования / Юрий Дмитриевич Сибикин. — М.: Издательский центр «Академия», 2004. — 304 с.

ISBN 5-7695-1611-9

Рассмотрены устройства систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Даны характеристики приборов, используемых в этих системах, методы определения теплопотерь через ограждающие конструкции зданий, санитарно-гигиенические требования к воздуху жилых и административно-общественных помещений. Освещены вопросы повышения эффективности использования вторичных энергоресурсов.

Для студентов средних профессиональных учебных заведений. Может быть полезно работникам, занимающимся эксплуатацией, ремонтом и монтажом систем отопления, вентиляции и кондиционирования.

3146

УДК 658.264(075.32)
ББК 31.38я723

Учебное издание

Сибикин Юрий Дмитриевич

Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха

Учебное пособие

Редактор *Е. М. Зубкович*
Технический редактор *О. С. Александрова*
Компьютерная верстка: *Н. Н. Лопашова*
Корректоры *Т. Д. Мирлис, Н. И. Смородина*

Изд. № А-1010-I. Подписано в печать 03.06.2004. Формат 60×90/16.
Гарнитура «Таймс». Печать офсетная. Бумага тип. № 2. Усл. печ. л. 19,0.
Тираж 8000 экз. Заказ №13425.

Лицензия ИД № 02025 от 13.06.2000. Издательский центр «Академия».
Санитарно-эпидемиологическое заключение № 77.99.02.953.Д.003903.06.03 от 05.06.2003.
117342, Москва, ул. Бутлерова, 17-Б, к. 328. Тел./факс: (095)330-1092, 334-8337.

Отпечатано на Саратовском полиграфическом комбинате.
410004, г. Саратов, ул. Черныш

ISBN 5-7695-1611-9

цемия», 2004
мия», 2004

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основной задачей данной книги является ознакомление студентов-энергетиков с теоретическими и практическими основами современных систем отопления, вентиляции и кондиционирования, а также с требованиями нормативных документов, знание которых необходимо при проектировании, строительстве и эксплуатации указанных систем. Учебное пособие написано в соответствии с утвержденной Минтопэнерго программой дисциплины «Отопление и вентиляция» и с учетом, что им будут пользоваться студенты после изучения общетехнических дисциплин «Термодинамика», «Гидравлика и гидравлические установки», «Теоретические основы теплотехники» и др.

В целях ознакомления студентов с успехами отечественных теплотехников приведены краткие сведения о современном состоянии и перспективах развития теплофикации в России.

Отдельная глава посвящена вопросам рационального использования вторичных энергоресурсов в системах отопления и вентиляции.

ВВЕДЕНИЕ

В трудах основоположника русской науки М. В. Ломоносова (1711—1765), отвергшего господствовавшую в XVIII в. теорию теплорода, впервые были даны правильные представления о теории теплоты.

В своей диссертации «Размышление о причине теплоты и холода» (1744—1747 гг.), а также в труде «Рассуждение о твердости и жидкости тел» (1760 г.) М. В. Ломоносов утверждал, что «тепло состоит во внутреннем движении вещества». Он обосновал сущность теплоты и тепловых явлений, теоретическими и экспериментальными исследованиями заложил основы молекулярно-кинетической теории вещества и установил взаимосвязь между теплотой и механической энергией на основе открытого им всеобщего закона природы — закона сохранения и превращения энергии.

Эти гениальные теоретические обобщения опередили западноевропейскую науку более чем на 100 лет.

Под влиянием теоретических открытий М. В. Ломоносова в области учения о теплоте талантливый русский механик и теплотехник И. И. Ползунов, осознавший громадное значение практического разрешения проблемы промышленного использования энергии пара, построил в 1763—1765 гг. в Барнауле первую в России промышленную паросиловую установку, состоявшую из парового котла и паровой машины.

Работы М. В. Ломоносова и И. И. Ползунова заложили теоретические и практические основы для дальнейшего развития теплоэнергетики.

В области практической теплотехники больших успехов добились механики Нижнетагильских заводов Е. А. и М. Е. Черепановы. Ими был сконструирован ряд паровых машин. Самым значительным их вкладом в отечественное машиностроение было создание в 1834 г. первого русского паровоза.

В 1864 г. преподаватель морского корпуса И. П. Алымов опубликовал работу, посвященную расчету тяги в топках паровых котлов. В его исследовании впервые был дан обоснованный метод расчета скорости подачи воздуха в топку парового котла.

Большие исследования процесса сжигания топлива в топках паровых котлов проделал известный русский термохимик В. Ф. Лугинин. Полученные и систематизированные им количественные

данные о теплотворной способности различных веществ пользовались всеобщим признанием и повсеместным применением как в России, так и за рубежом. Важную роль в этой области сыграли также работы профессора Н. С. Курнакова, посвященные вычислению температур горения.

Известные русские теплотехники В. И. Гриневецкий, К. В. Кирш и ряд других усовершенствовали тепловой расчет поверхностей нагрева и теплопередачи.

Большой вклад в отечественную теплотехнику внес ученик Н. Е. Жуковского — русский инженер В. Г. Шухов. В 80-х годах XIX в. он создал оригинальный водотрубный котел, который отличался однотипностью изготовления основных деталей. Это позволило организовать массовое производство стандартных котлов. Котлы Шухова получили широкое распространение в России и за рубежом. Одним из изобретений В. Г. Шухова была также оригинальная форсунка для распыливания водяным паром мазута при его сжигании в топочных устройствах.

Русские теплотехники являются пионерами в области использования местных видов топлива. В 1913 г. наш талантливый соотечественник Р. Э. Классон построил под Москвой (около Ногинска) первую в мире электростанцию, работающую на торфе. Ныне она носит имя Р. Э. Классона. Им же был изобретен высокопроизводительный гидравлический способ добычи торфа, заменивший малопроизводительный машинно-формовочный способ.

Из выдающихся работ в области теплоэнергетики следует отметить капитальный труд академика М. В. Кирпичева по моделированию тепловых устройств. Созданная им теория подобия позволяет проводить исследования тепловых, аэродинамических и других явлений на моделях и пересчитывать полученные результаты применительно к реальным тепловым устройствам. Теория подобия М. В. Кирпичева широко используется в различных областях исследований, в том числе при проектировании современных систем отопления, вентиляции и кондиционирования.

Весьма важное значение для современной теплоэнергетики имеют работы коллективов научных работников Всероссийского теплотехнического института и Центрального котлотурбинного института, создавших строго научный метод расчета тепловых агрегатов, который обеспечивает совпадение их эксплуатационных характеристик с проектными, чего не удавалось достичь ранее. В результате эксплуатационная надежность спроектированных по этому методу теплоснабжающих источников выше, чем у известных зарубежных аналогов.

Большой вклад в создание современных отечественных систем отопления и вентиляции внесли инженеры и ученые институтов Промстройпроект, Сантехниипроект, Гипронии РАН, Тюменского инженерно-строительного института, разработавшие строительные

нормы и правила проектирования отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха в помещениях зданий и сооружений (СНиП 2.04.05—91 «Отопление, вентиляция и кондиционирование»), а также К. С. Орлов, А. Н. Сканави, Г. В. Русланов, М. Я. Розкин, Э. Л. Ямпольский, В. Я. Меклер, А. Г. Егизаров, В. И. Богословский, В. П. Щеглов, Н. Н. Разумов, А. В. Нестеренко, Р. В. Щекин, В. А. Березовский, В. А. Потапов и другие, с трудами которых полезно ознакомится молодым специалистам.

Теплоснабжающее хозяйство России в 2003 г. включало в себя: 485 тепловых электростанций (ТЭС), на которых действуют теплофикационные турбины; 190 тыс. котельных разной единичной мощности, в том числе 84 тыс. промышленных котельных; около 260 тыс. км магистральных и распределительных тепловых сетей.

В последние годы идет процесс разукрупнения систем теплоснабжения, растет число мелких котельных и местных генераторов теплоты, расширяется зона децентрализованного теплоснабжения, увеличивается объем самозаготовок топлива населением в связи с развитием массовой загородной индивидуальной застройки в сельской местности и на свободных территориях вокруг населенных пунктов, а также из-за значительного подорожания теплоты в системах централизованного теплоснабжения.

Новые технологии различных производств немыслимы без применения современных отопительно-вентиляционных систем и кондиционирования воздуха. Главная цель отопления зданий — создание теплового комфорта в помещениях. Качество воздушной среды помещений в течение года определяется эффективностью работы систем вентиляции и кондиционирования. В условиях перехода от плановой системы управления хозяйством к рыночным отношениям отопительно-вентиляционная техника и устройства кондиционирования воздуха переживают бурное развитие в связи с коренной модернизацией практически всех отраслей промышленности.

Глава 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОСНАБЖЕНИИ ПРОМЫШЛЕННЫХ И ГРАЖДАНСКИХ ЗДАНИЙ

1.1. Термины и определения

В научно-технических и справочных изданиях, а также в нормативных документах, относящихся к проектированию, монтажу, эксплуатации и ремонту систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, часто используются общетехнические и специальные термины. Рассмотрим некоторые из терминов, смысловое содержание которых необходимо четко знать читателям настоящей книги.

Температурой называют физическую величину, характеризующую степень нагретости тела. С молекулярно-кинетической точки зрения температура есть мера интенсивности теплового движения молекул. Численное значение связано с величиной средней кинетической энергии молекул

В системе СИ единицей измерения абсолютной температуры является кельвин (К); на практике широкое распространение получило измерение температуры в градусах Цельсия (°С). Значения абсолютной температуры T и температуры t по шкале Цельсия связаны соотношением $T = t + 273{,}15$.

Совокупность значений температуры во всех точках рассматриваемого тела в данный момент времени называют *температурным полем.*

Поверхность внутри тела или на его границах, имеющую одинаковую температуру, называют *изотермической.*

Давление обусловлено взаимодействием молекул рабочего тела с поверхностью. Численно оно равно силе, действующей на единицу площади поверхности тела по нормали к ней.

В Международной системе единиц (СИ) давление выражают в паскалях (1 Па = 1Н/м^2). Находят также применение такие внесистемные единицы измерения давления, как техническая атмосфера (1 ат = 1 кгс/см^2 ≈ 10^5 Па), миллиметр ртутного столба (1 мм рт. ст. = 133,322 Па), миллиметр водяного столба (1 мм вод. ст. ≈ ≈ 10 Па).

Удельный объем v — это объем единицы массы вещества. Если однородное тело массой m занимает объем V, то $v = V/m$. Единица

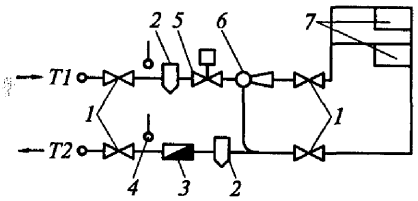


Рис. 1.1. Схема индивидуального теплового пункта:

1 — отключающие задвижки; *2* — грязевики; *3* — водомер; *4* — термометр; *5* — регулятор расхода; *6* — элеватор; *7* — система отопления; *T1*, *T2* — подающий и обратный трубопроводы

измерения удельного объема — кубический метр на килограмм ($м^3/кг$).

Отопление — процесс поддержания нормируемой температуры воздуха в закрытых помещениях.

Система отопления — техническая установка, состоящая из комплекта оборудования, связанного между собой конструктивными элементами, предназначенная для получения, переноса и передачи заданного количества теплоты в обогреваемое помещение.

Индивидуальный тепловой пункт (*ИТП*) (рис. 1.1) — пункт, предназначенный для подключения систем отопления, теплоснабжения вентиляционных установок и водоснабжения отдельных зданий к распределительным сетям городской тепловой сети и водопровода, управления указанными системами и учета количества тепловой энергии и теплоносителя.

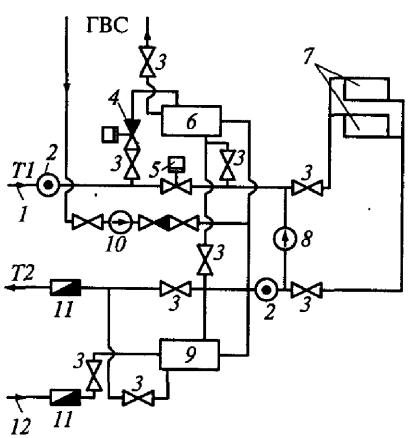


Рис. 1.2. Схема центрального теплового пункта:

1 — ввод горячей воды; *2* — грязевики; *3* — задвижки; *4*, *5* — регуляторы температуры и расхода; *6*, *9* — подогреватели ГВС 2-й и 1-й ступеней; *7* — система отопления; *8* — подмешивающий насос; *10* — циркуляционный насос; *11* — водомеры; *12* — ввод холодной воды

Центральный тепловой пункт (*ЦТП*) (рис. 1.2) — это пункт, предназначенный для подключения систем тепло- и водоснабжения микрорайона (одного здания или группы) к распределительным сетям городской тепловой сети и водопровода, управления системами отопления, теплоснабжения вентиляционных установок, установок водоснабжения и учета количества тепловой энергии, теплоносителя и воды.

Обслуживаемая зона (*зона обитания*) — это пространство в помещении, ограниченное плоскостями, параллельными ограждениям, на высоте 0,1 и 2,0 м над уровнем пола, но не ближе чем 1,0 м от потолка при потолочном отоплении, на расстоянии 0,5 м от внутренних поверхностей наружных стен, окон

и отопительных приборов, на расстоянии 1,0 м от раздающей поверхности воздухораспределителей.

Скорость движения воздуха — осредненная по объему обслуживаемой зоны скорость движения воздуха.

Температура воздуха — осредненная по объему обслуживаемой зоны температура воздуха.

Теплый период года — период года, характеризующийся среднесуточной температурой наружного воздуха выше 8 °С.

Холодный период года — период года, характеризующийся среднесуточной температурой наружного воздуха, равной 8 °С и ниже.

Термическая нагрузка — электрическая мощность, расходуемая непосредственно на отопление помещения.

Узел ввода в здание (*УВ*) — узел ввода трубопроводов теплоснабжения в здание, в котором при отсутствии ИТП устанавливают отсекающие задвижки и приборы учета количества тепловой энергии, теплоносителя и воды.

Узел управления (*УУ*) — узел подключения систем отопления здания (блок-секции) к распределительным сетям от ЦТП при непосредственном присоединении или с элеваторным узлом.

Радиационная температура помещения — осредненная по площади температура внутренних поверхностей ограждений помещения и отопительных приборов.

Результирующая температура помещения (*температура помещения*) — температура окружающей среды, в которой человек путем радиации и конвекции отдает столько же теплоты, что и в окружающей среде с одинаковой температурой воздуха и окружающих поверхностей при одинаковой влажности и скорости движения воздуха.

Помещение с постоянным пребыванием людей — помещение, в котором люди находятся не менее двух часов непрерывно или не менее шести часов в сумме в течение суток.

Помещения с массовым пребыванием людей — помещения площадью 50 $м^2$ и более (залы и фойе театров, кинотеатров, залы заседаний, совещаний, лекционные аудитории, рестораны, вестибюли, кассовые залы, производственные и др.) с постоянным или временным пребыванием людей (кроме аварийных ситуаций) в количестве более одного человека на 1 $м^2$.

Категории помещений общественных зданий:

1 — помещения, в которых люди заняты умственным трудом, учебой;

2 — помещения, в которых люди в положении лежа или сидя находятся в состоянии покоя и отдыха;

3 — зрительные залы, в которых люди пребывают преимущественно в положении сидя без верхней одежды;

3а — зрительные залы, в которых люди пребывают преимущественно в положении сидя в верхней одежде;

3б — залы для занятий спортом без зрителей;

3в — залы совещаний, лекционные, актовые, читальные, предприятий общественного питания, залы для пассажиров;

4 — помещения с временным пребыванием людей (вестибюли, гардеробные, коридоры, лестницы, санузлы, курительные, кладовые).

Постоянное рабочее место — место, где люди работают более двух часов непрерывно или более 50 % рабочего времени.

Непостоянное рабочее место — место, где люди работают менее двух часов непрерывно или менее 50 % рабочего времени.

Рабочая зона — пространство над уровнем пола или рабочей площадки высотой 2 м при выполнении работы стоя или 1,5 м при выполнении работы сидя.

Многоэтажное здание — здание с числом этажей два и более.

Надежность систем отопления, вентиляции и кондиционирования — способность указанных систем обеспечить в обслуживаемом помещении нормируемые параметры микроклимата и чистоту воздуха в пределах заданной обеспеченности в интервале расчетного времени (год, сезон и т. п.).

Микроклимат помещения — состояние внутренней среды помещения, характеризуемое следующими показателями: температура воздуха помещения; радиационная температура помещения; скорость движения воздуха в помещении; относительная влажность воздуха в помещении.

Оптимальные микроклиматические условия — это сочетание значений показателей микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека обеспечивают нормальное тепловое состояние организма при минимальном напряжении механизмов терморегуляции, обеспечивают ощущение теплового комфорта не менее чем у 80 % людей, находящихся в помещении.

Обеспеченность — накопленная вероятность обеспечения заданных параметров (в среднем за 50 лет) в долях продолжительности года, когда температура наружного воздуха и его энтальпия не будут для холодного периода года ниже, а для теплого периода выше расчетных значений.

Отказ систем отопления, вентиляции и кондиционирования — нарушение в работе оборудования и (или) элементов указанных систем, вызывающее отклонение параметров микроклимата в обслуживаемой или рабочей зоне помещения от нормируемых.

1.2. Краткие сведения о теплопередаче

Вопросы передачи теплоты, или теплового обмена, являются основными вопросами отопительной техники. Необходимым условием теплообмена между телами или веществами является наличие разности температур. Чем больше эта разность, тем интенсивнее происходит теплообмен.

Различают три вида передачи теплоты: а) теплопроводностью, или кондукцией; б) конвекцией, или переносом теплоты движущимися частицами вещества; в) лучеиспусканием, или радиацией.

В большинстве случаев в различных тепловых процессах имеют место одновременно все три вида теплопередачи с преобладанием какого-либо из них.

Передача теплоты теплопроводностью. Такая передача осуществляется при непосредственном соприкосновении каких-либо двух тел или веществ. Теплопередача происходит внутри самого тела или вещества, которое проводит теплоту. В отопительной технике теплопередача теплопроводностью играет большую роль.

Теплопроводность обусловлена различием температур отдельных частей тела, поэтому можно считать, что распространение теплоты неразрывно связано с распределением температуры. Температурное поле, изменяющееся с течением времени, называют неустановившимся, или нестационарным. Если же температурное поле не меняется, его называют установившимся, или стационарным.

Для характеристики процесса распространения теплоты вводят понятие о тепловом потоке. *Тепловой поток* Q — это количество теплоты W, Дж, проходящей за время τ, с, через данную поверхность в направлении нормали к ней:

$$Q = \frac{W}{\tau}. \qquad (1.1)$$

Тепловой поток измеряют в ваттах (Вт).

Если количество переданной теплоты W отнести к площади поверхности F и времени τ, то получим величину

$$q = \frac{W}{F\tau} = \frac{Q}{F}, \qquad (1.2)$$

которую называют *плотностью теплового потока*, или удельным тепловым потоком, и измеряют в Вт/м^2.

Рассмотрим стационарный процесс распространения теплоты через однородную плоскую однослойную стенку (рис. 1.3, *а*).

Из закона распространения теплоты путем теплопроводности (закона Фурье) следует:

$$W = \lambda \frac{t_c^I - t_c^{II}}{\delta} F\tau, \qquad (1.3)$$

где W — количество переданной теплоты, Дж; λ — коэффициент пропорциональности, называемый *коэффициентом теплопровод-*

ности, Вт/(м·К); t_c^I — температура одной поверхности стенки, К; t_c^{II} — температура другой поверхности стенки, К; δ — толщина стенки, м; F — площадь поверхности стенки, м^2; τ — время, с.

Отсюда

$$\lambda = \frac{W\delta}{\left(t_c^I - t_c^{II}\right)F\tau}, \qquad (1.4)$$

т.е. коэффициент теплопроводности численно равен количеству теплоты, которое проходит в единицу времени (1 с) в теле через единицу поверхности (1 м^2) при падении температуры на 1 К на 1 м пути теплового потока.

Если обе части уравнения (1.3) разделить на $F\tau$, то получим

$$q = \lambda\frac{t_c^I - t_c^{II}}{\delta}, \qquad (1.5)$$

или

$$q = \frac{t_c^I - t_c^{II}}{\frac{\delta}{\lambda}}, \qquad (1.6)$$

где $\frac{\delta}{\lambda}$ — *термическое сопротивление теплопроводности.*

Таким образом, плотность теплового потока q прямо пропорциональна разности температур на поверхностях стенки и обратно пропорциональна термическому сопротивлению теплопроводности.

Коэффициент теплопроводности λ у различных материалов неодинаков и зависит от их свойств, а у газообразных и жидких веществ — от плотности, влажности, давления и температуры этих веществ. При технических расчетах значения λ выбирают по соответствующим справочным таблицам.

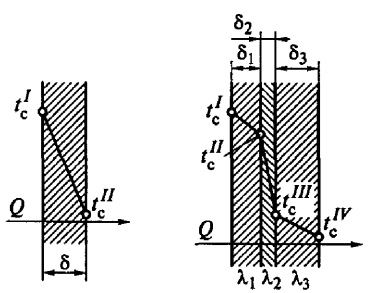


Рис. 1.3. Передача теплоты через плоскую стенку:

а — однослойную; *б* — многослойную

Рассмотрим теперь процесс передачи теплоты через многослойную стенку.

На рис. 1.3, *б* изображена плоская стенка, состоящая из трех слоев, указаны промежуточные температуры на границах этих слоев, а также толщина слоев и значения коэффициентов теплопроводности для каждого слоя. При стационарном режиме тепловой поток, проходящий через каждый отдельный слой, будет один и тот же. Тогда для каждого слоя в соответствии с формулой (1.6) можно записать:

$$q = \frac{t_c^I - t_c^{II}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1}};\quad q = \frac{t_c^{II} - t_c^{III}}{\frac{\delta_2}{\lambda_2}};\quad q = \frac{t_c^{III} - t_c^{IV}}{\frac{\delta_3}{\lambda_3}}.$$

Отсюда

$$t_c^I - t_c^{II} = q\frac{\delta_1}{\lambda_1};\quad t_c^{II} - t_c^{III} = q\frac{\delta_2}{\lambda_2};\quad t_c^{III} - t_c^{IV} = q\frac{\delta_3}{\lambda_3}.$$

Сложив правые и левые части этих уравнений, получим:

$$t_c^I - t_c^{IV} = q\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}\right).$$

Следовательно, плотность теплового потока многослойной стенки

$$q = \frac{t_c^I - t_c^{IV}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}. \qquad (1.7)$$

Из записанных уравнений для трех разностей температур можно получить формулы для вычисления промежуточных температур. Например:

$$t_c^{III} = t_c^{II} - q\frac{\delta_2}{\lambda_2}$$

и

$$t_c^{III} = t_c^{IV} + q\frac{\delta_3}{\lambda_3}.$$

Передача теплоты конвекцией. *Конвекция* — это перенос теплоты движущейся массой жидкости или газа из области с одной температурой в область с другой температурой. Конвекция всегда сопровождается теплопроводностью, этот процесс называют конвективным теплообменом.

Теплоотдача конвекцией зависит от большого числа различных факторов:

характера конвекции — конвекции свободной, происходящей под действием внутренних сил, возникающих вследствие разности плотностей нагретых и холодных частиц, или вынужденной, происходящей под действием внешних сил — ветра, насоса, вентилятора;

режима течения жидкости — течения при малых скоростях параллельно-струйчатого характера без перемешивания (ламинарный режим) или течения при больших скоростях (течение неупорядоченное, вихревое), когда в теплоносителе наблюдаются вихри, перемещающие жидкость не только в направлении движения, но и в поперечном направлении (турбулентный режим);

скорости движения теплоносителя;

направления теплового потока (нагревание или охлаждение);

физических свойств теплоносителя — коэффициента теплопроводности, теплоемкости, плотности, вязкости, температурного напора, зависящего от разности температур теплоносителя и поверхности стенок;

площади поверхности стенки F, омываемой теплоносителем;

формы стенки, ее размеров и других факторов.

Расчет процесса конвективного теплообмена производят на основе закона Ньютона, который выражается формулой

$$W = \alpha F\left(t - t_c^I\right)\tau, \qquad (1.8)$$

где W — количество переданной теплоты, Дж; α — коэффициент пропорциональности, называемый *коэффициентом теплоотдачи*, Вт/(м^2·К); F — площадь поверхности теплообмена, м^2; t и t_c^I — температуры соответственно жидкости и стенки, К; τ — время, с.

Коэффициент теплоотдачи α показывает, какое количество теплоты передается от жидкости (греющего тела) к стенке или наоборот в единицу времени через единицу поверхности при разности температур между поверхностью стенки и жидкостью в 1 К.

Разделив обе части уравнения (1.8) на $F\tau$, получим выражение для плотности теплового потока при теплоотдаче:

$$q = \alpha(t - t_c^I), \qquad (1.9)$$

или

$$q = \frac{t - t_c^I}{\frac{1}{\alpha}}, \qquad (1.10)$$

где $\frac{1}{\alpha}$ — *термическое сопротивление теплоотдачи.*

Коэффициент теплоотдачи α определяют опытным или аналитическим методом. Аналитический метод весьма сложен и не обеспечивает нужной точности.

Передача теплоты излучением. Все тела излучают электромагнитные волны. Излучение, причиной которого является возбуждение атомов и молекул вещества вследствие их теплового движения, называют тепловым. Лучистый поток — это энергия излучения, Дж, проходящая в единицу времени (1 с) через поверхность площадью F, м^2, во всех направлениях пространства.

Излучение зависит от температуры тела: чем выше температура тела, тем интенсивнее испускание тепловых лучей.

Тела, полностью поглощающие падающую на них лучистую энергию, называют *абсолютно черными.* Тела, обладающие свойством полного и правильного отражения всей падающей лучистой энергии, называют *зеркальными*, а тела, обладающие свойством полного диффузного отражения этой энергии, называют *абсолютно белыми.* Тела, полностью пропускающие сквозь себя падающую лучистую энергию, называют *абсолютно прозрачными*, или *проницаемыми.*

Согласно закону Стефана — Больцмана полное количество энергии, излучаемой единицей поверхности абсолютно черного тела в единицу времени,

$$E_0 = C_0\left(\frac{T}{100}\right)^4, \qquad (1.11)$$

где C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный 5,67 Вт/(м^2·К^4); T — абсолютная температура поверхности тела, К.

Из этого уравнения следует, что энергия излучения пропорциональна абсолютной температуре в четвертой степени.

Поток излучения ΔQ, проходящий через единицу поверхности, называют плотностью потока излучения, Вт/м^2,

$$E = \Delta Q/\Delta F. \qquad (1.12)$$

Энергия излучения, падающего на тело $E_{пад}$, частично поглощается (E_A), частично отражается (E_R) и частично проникает сквозь него (E_D):

$$E_{пад} = E_A + E_R + E_D.$$

Отношение $A = E_A/E_{пад}$ называют коэффициентом поглощения, $R = E_R/E_{пад}$ — коэффициентом отражения, $D = E_D/E_{пад}$ — коэффициентом пропускания. Для абсолютно черного тела $A = 1$. Тела, для которых $A < 1$, называют серыми. Для абсолютно белого тела $R = 1$, для абсолютно прозрачного тела $D = 1$.

Согласно закону Кирхгофа, учитывающему способность различных тел к лучеиспусканию и лучепоглощению, коэффициент лучеиспускания любого тела при определенной температуре и определенной длине волны излучения пропорционален поглощательной способности данного тела при той же температуре и той же длине волны. При данной температуре тело излучает тем больше

теплоты, чем больше оно поглощает лучей, т.е. чем оно чернее. Идеальное абсолютно черное тело поглощает все падающие на него лучи, поэтому абсолютно черное тело и излучает наибольшее количество тепловых лучей.

При термодинамическом равновесии отношение излучательной способности тела к его поглощательной способности не зависит от природы тела, а является одинаковой для всех тел функцией температуры и равно излучательной способности абсолютно черного тела E_0 при той же температуре:

$$E_1/A_1 = E_2/A_2 = E_0/A_0 = E_0 = f(T). \qquad (1.13)$$

Отношение излучательной способности данного тела к излучательной способности абсолютно черного тела при той же температуре называют *степенью черноты тела*

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{C}{C_0}. \qquad (1.14)$$

Следовательно, излучательную способность тела можно представить как степень его черноты, умноженную на излучательную способность абсолютно черного тела: $E = \varepsilon E_0$

Степень черноты различных тел меняется от нуля до единицы и зависит от состояния поверхности, материала, температуры и других факторов.

Сложный теплообмен. Рассмотренные выше явления передачи теплоты протекают обычно одновременно. Например, когда тело (поверхность нагрева) омывается газом, то наряду с конвективным теплообменом имеется теплообмен излучением (радиацией). В системах отопления, вентиляции и кондиционирования наиболее часто встречающийся случай теплообмена — это передача теплоты от греющей жидкости нагреваемой среде (воздух, жидкость) через разделительную стенку (рис. 1.4, *а*). В этом случае вначале происходит теплоотдача от греющей жидкости со средней температурой t_1 стенке с температурой t_c^I. Далее теплота передается в результате теплопроводности стенки ее противоположной поверхности с температурой t_c^{II} и, наконец, эта поверхность стенки отдает теплоту нагреваемой среде

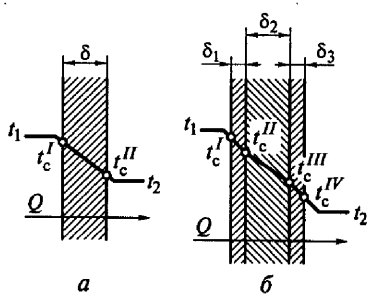


Рис. 1.4. Передача теплоты от греющей жидкости нагреваемой среде через разделительную стенку: *а* — однослойную; *б* — многослойную

со средней температурой t_2. Тогда плотность теплового потока для однослойной стенки с учетом формул (1.6) и (1.10) будет

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{\delta}{\lambda} + \dfrac{1}{\alpha_2}}, \qquad (1.15)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от греющей жидкости левой (см. рис. 1.4, *а*) поверхности стенки; δ — толщина стенки; λ — коэффициент теплопроводности разделительной стенки; α_2 — коэффициент теплоотдачи от правой поверхности стенки нагреваемой среде.

Если дробь $\dfrac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{\delta}{\lambda} + \dfrac{1}{\alpha_2}}$ обозначить буквой k, то формула для подсчета количества теплоты, передаваемой через площадь F за время τ, примет следующий вид:

$$W = qF\tau = k(t_1 - t_2)F\tau. \qquad (1.16)$$

Величину k называют *коэффициентом теплопередачи* [измеряется в Вт/(м^2·К)], а обратную ему величину — *полным термическим сопротивлением теплопередачи* $R_0 = 1/k = 1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2$.

Если разделительная стенка состоит из нескольких слоев, например из трех (рис. 1.4, *б*), то плотность теплового потока с учетом формул (1.7) и (1.10) будет

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{\delta_1}{\lambda_1} + \dfrac{\delta_2}{\lambda_2} + \dfrac{\delta_3}{\lambda_3} + \dfrac{1}{\alpha_2}}, \qquad (1.17)$$

а коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{\delta_1}{\lambda_1} + \dfrac{\delta_2}{\lambda_2} + \dfrac{\delta_3}{\lambda_3} + \dfrac{1}{\alpha_2}}. \qquad (1.18)$$

В многочисленных теплообменных устройствах, применяемых в любой области промышленности, в том числе в системах отопления, вентиляции и кондицио[illegible] цессом является теплообмен [illegible] лообмен называют *те*[illegible]

1.3. Назначение и конструкция котельных установок

Котельная установка служит для выработки пара с заданными параметрами для паровых двигателей (турбин, поршневых машин), а также для нужд производства или отопления. В зависимости от назначения котельные установки бывают энергетические (обслуживающие электрические станции), производственные, производственно-отопительные и отопительные. Назначение котельной установки обусловливает ее производительность и параметры вырабатываемого пара.

Исходным рабочим телом для получения пара в котельной установке является вода, а исходным носителем энергии — топливо. Теплота, выделяющаяся при сжигании топлива, передается через металлические поверхности теплообменных аппаратов воде и пару. Основными составляющими процесса производства пара в котельных установках являются горение топлива, теплообмен между продуктами горения и рабочим телом и образование пара.

Котельная установка состоит из котельных агрегатов и вспомогательных устройств.

К основным элементам оборудования котельной установки (рис. 1.5) относятся:

паровой котел *7* — обогреваемый топочными газами закрытый теплообменный аппарат, служащий для получения насыщенного пара давлением более 1 МПа, используемого вне самого аппарата;

топка *6* — топливосжигающее устройство, в котором происходит выделение теплоты в процессе горения топлива;

пароперегреватель *8* — обогреваемый топочными газами теплообменный аппарат, предназначенный для перегрева насыщенного пара;

экономайзер *12* — теплообменный аппарат для подогрева питательной воды (до ее поступления в котел) за счет использования теплоты продуктов сгорания;

воздухоподогреватель *14* — теплообменный аппарат для подогрева воздуха (перед его поступлением в топочное устройство) за счет использования теплоты продуктов сгорания.

Совокупность перечисленных выше основных элементов оборудования представляет собой котельный агрегат (сокращенно котлоагрегат).

К вспомогательным элементам оборудования котельной установки относятся:

тяговая установка, отсасывающая дымовые газы из газоходов котлоагрегатов и выбрасывающая их через дымовую трубу *17* в атмосферу;

дутьевая установка, представляющая собой вентилятор *15*, который нагнетает воздух по воздухопроводам в топку;

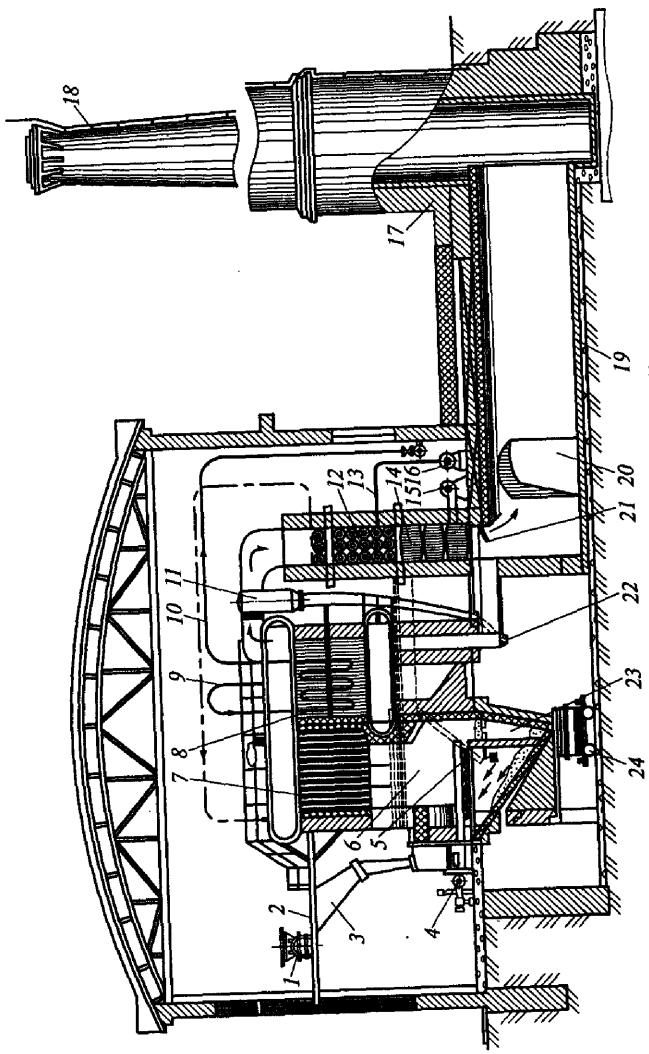


Рис. 1.5. Котельная установка:

1 — вагонетка для подвоза топлива; *2* — металлическая решетка; *3* — бункер для топлива; *4* — механизм подачи топлива в топку; *5* — колосниковая решетка; *6* — топка; *7* — вертикально-водотрубный паровой котел; *8* — пароперегреватель; *9* — паропровод насыщенного пара; *10* — паропровод перегретого пара; *11* — пылезолоуловитель; *12* — водяной экономайзер; *13* — трубопровод питательной воды; *14* — воздухоподогреватель; *15* — дутьевой вентилятор; *16* — питательный насос; *17* — дымовая труба; *18* — молниепровод; *19* — сборный боров; *20* — боров от других котлов; *21* — поворотная заслонка регулирования тяги; *22* — золовой бункер; *23* — шлаковый бункер; *24* — вагонетка для удаления шлака и золы

питательная установка, состоящая из питательных насосов *16* и трубопроводов, предназначенных для питания котлоагрегатов водой;

водоподготовительная установка, предназначенная для химической очистки питательной воды (на рис. 1.5 не показана);

паропроводы — стальные трубопроводы *9* и *10* для транспортирования пара соответственно между элементами котлоагрегатов и от котлоагрегатов к потребителям;

топливоподающее устройство (вагонетка) *1* — для подачи топлива с топливного склада в котельную;

топливный бункер *3* (топливохранилище) — для образования некоторого запаса топлива в котельной;

золоудаляющее устройство (элементы *22... 24*) — для удаления из котлоагрегатов золы и шлаков и транспортирования их из котельной на отвалы;

золоулавливающее устройство — аппараты *11* для улавливания летучей золы из дымовых газов на выходе их из котлоагрегатов в целях борьбы с засорением окружающей среды частицами золы, вылетающими из дымовых труб.

Производительность котельной установки складывается из паропроизводительности отдельных котлов, входящих в ее состав.

Паропроизводительность котла — это количество пара (в тоннах или килограммах), производимого котлом в единицу времени. Этот параметр обозначают буквой *D* и измеряют в т/ч, кг/ч или кг/с.

Важной характеристикой котла является его поверхность нагрева *F*, измеряемая в квадратных метрах ($м^2$).

Поверхностью нагрева котла называют площадь всех поверхностей металлических стенок, омываемых с одной стороны горячими газами, а с другой, — рабочим телом (водой или пароводяной смесью). Поверхность нагрева обычно подсчитывают со стороны, обогреваемой газами.

Поверхность нагрева, получающая теплоту главным образом в результате излучения пламени или горящего слоя топлива, носит название *радиационной*. Радиационные поверхности нагрева, воспринимающие теплоту исключительно за счет излучения в топке, называют *топочными экранами*. Поверхность нагрева, которой теплота передается главным образом в результате соприкосновения с этой поверхностью горячих движущихся газов, носит название *конвективной*.

Водогрейные котлы устанавливают на ТЭЦ (см. подразд. 1.5) для покрытия пиковых нагрузок в теплофикационных системах, а также в районных и заводских котельных в качестве основных источников теплоты в системах централизованного теплоснабжения. Котлы представляют собой прямоточные агрегаты, подогревающие непосредственно воду, циркулирующую в тепловых сетях. В пико-

Таблица 1.1

Технические характеристики чугунных секционных водогрейных котлов ГОСТ 10617—83

Тип котла	Поверхность нагрева, $м^2$	Тепловая мощность, кВт, при сжигании				Число секций	Размеры, мм			Масса, кг
		антрацита		каменного угля			Длина	Ширина	Высота	
		грохоченого	рядового	грохоченого	рядового					
«Универсал-6М»	24,2 (44)	395	313	198/238	168/202	22	1709	2070	2470	2007
	41,8 (76)	682	535	343/412	292/350	38	2785	2070	2470	3137
«Энергия-3М»	36,8 (52,2)	—	—	348/418	295/354	22	1814	2315	2635	3170
	73,6 (104,5)	—	—	695/834	590/708	38	2870	2315	2635	5460
«Минск-1»	20,8 (54,3)	540	432	266/319	266/271	22	1825	2320	2814	2790
	40,0 (105)	1033	825	512/614	435/522	38	2825	2320	2814	4025
«Тула-3»	28,1 (61,9)	540	425	326/391	272/336	22	1709	2300	2836	2428
	53 (16,9)	1035	805	615/738	515/618	38	2785	2300	2836	3985

Примечания: 1. В скобках указана условная площадь поверхности нагрева.
2. В числителе указана мощность котла при работе на угле, в знаменателе — на газе или мазуте.

Таблица 1.2

Технические характеристики малометражных котлов

Тип котла	Поверхность нагрева, м²	Тепловая мощность, кВт, при сжигании		Число секций	Размеры, мм			Масса, кг
		жидкого топлива	природного газа		Длина	Ширина	Высота	
Стальной КВ (ТС)	0,87	11,6	11,6	—	580	780	370	100
	1,06	14	14	—	675	850	410	130
	1,2	17,5	17,5	—	695	1070	420	175
Чугунный ЧМ-2	1,67	19,8	19,8	4	265	450	1040	278
	2,11	24,4	24,4	5	355	450	1040	322
	3,83	46,4	46,4	9	805	450	1045	497
	4,23	52,5	52,5	10	895	450	1040	539

вом режиме осуществляется подогрев сетевой воды до температуры от 104 до 150 °С, а в основном режиме — от 70 до 150 °С.

Для теплоснабжения отдельных коммунально-бытовых зданий или их группы выпускают чугунные секционные котлы, технические характеристики которых приведены в табл. 1.1. Максимальное рабочее давление в таких котлах — 0,6 МПа, температура воды — до 115 °С. Котлы работают на каменных углях и антрацитах. При оборудовании котлов соответствующими топливосжигающими устройствами могут использоваться природные газы и топочный мазут, тепловая мощность котлов в этих случаях возрастает.

В системах отопления и горячего водоснабжения небольших зданий применяют малометражные стальные и чугунные водогрейные котлы (табл. 1.2), рассчитанные на рабочее давление 0,2 МПа и температуру воды 90 °С.

1.4. Теплообменные аппараты

Устройство, в котором происходит процесс нагревания или охлаждения, т. е. осуществляется переход теплоты от одного теплоносителя к другому, называют *теплообменным аппаратом.*

По принципу действия теплообменные аппараты разделяют на рекуперативные, регенеративные, смешивающего типа и с внутренним тепловыделением.

В рекуперативных аппаратах (подогревателях) передача теплоты от греющего (горячего) к нагреваемому (холодному) теплоносителю происходит непрерывно через разделяющую их стенку. Примером такого аппарата может служить водоводяной подогреватель (рис. 1.6), в котором нагреваемая вода движется внутри

трубок *6*, закрепленных в трубных досках *3*, а в пространство между трубками, ограниченное кожухом *4*, поступает горячая вода. Она передает через стенки труб теплоту холодной воде.

В регенеративных аппаратах одна и та же поверхность омывается попеременно то греющим, то нагреваемым теплоносителем (например, в насадках доменной печи). Так как в рекуперативных и регенеративных подогревателях процесс передачи теплоты всегда связан с поверхностью нагрева, то эти аппараты называют также *поверхностными.*

Процесс теплоотдачи в аппаратах смешивающего типа происходит путем непосредственного соприкосновения и смешения горячего и холодного теплоносителей. Эти аппараты применяют, например, для охлаждения или нагревания воды в потоке воздуха или газа. К ним относятся башенные охладители (градирни), деаэраторы, скрубберы и др.

В теплообменных аппаратах с внутренним тепловыделением не два, как обычно, а один теплоноситель, при этом теплота выделяется в самом аппарате. По этому принципу работают электронагреватели, ядерные реакторы и другие установки, действие которых связано с выделением теплоты.

В настоящее время наибольшее распространение получили рекуперативные аппараты. При их разработке применяют два вида расчетов: конструктивный, имеющий целью определение поверхности нагрева F проектируемого аппарата, и поверочный — для определения возможностей уже спроектированного аппарата. При расчетах в обоих случаях используют уравнения теплового баланса и теплопередачи.

Если обозначить G_1 — массовый расход первого (греющего) теплоносителя, кг/с; G_2 — массовый расход второго (нагреваемого) теплоносителя, кг/с; t_1' и t_1'' — соответственно температуры греющего теплоносителя на входе в теплообменный аппарат и на выходе из него, К; t_2' и t_2'' — соответственно температуры нагреваемого теплоносителя на входе и на выходе, К; c_{p1} и c_{p2} — соответственно удельные средние массовые теплоемкости при постоянном давлении греющего и нагреваемого теплоносителя, Дж/(кг·К); $Q_п$ — тепловой поток от греющего теплоно-

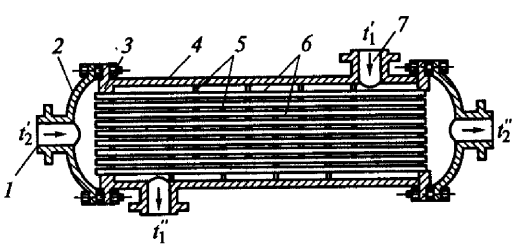


Рис. 1.6. Водоводяной подогреватель:

1 — патрубок входа нагреваемой воды; *2* — крышка; *3* — трубная доска; *4* — кожух; *5* — перегородки; *6* — трубки; *7* — патрубок входа греющей воды

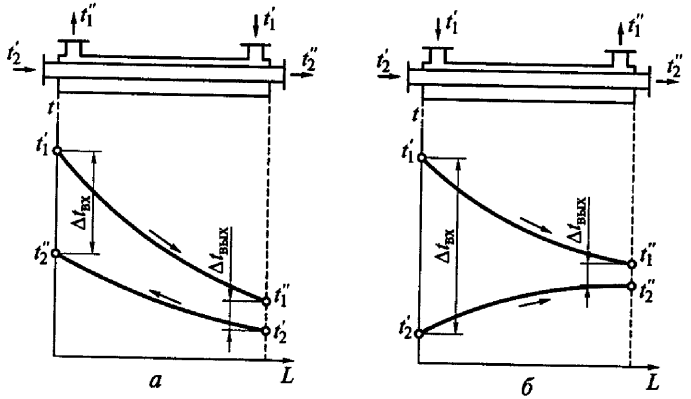


Рис. 1.7. Схема движения и график изменения температур теплоносителей:
а — противоток; *б* — прямоток

сителя к нагреваемому, Вт, то *уравнение теплового баланса* будет иметь вид

$$Q_{\text{п}} = G_1 c_{p1}(t_1' - t_1'') = G_2 c_{p2}(t_2'' - t_2'), \qquad (1.19)$$

а *уравнение теплопередачи* —

$$Q_{\text{п}} = kF\Delta t, \qquad (1.20)$$

где k — коэффициент теплопередачи (см. подразд. 1.2); Δt — средний температурный напор.

Греющий теплоноситель при движении по аппарату охлаждается, а нагреваемый — наоборот, поэтому температурный напор, т. е. разность температур теплоносителей, меняется по длине L теплообменника. Средний температурный напор $\Delta t = t_1 - t_2$, где t_1 и t_2 — соответственно некоторые средние температуры греющего и нагреваемого теплоносителей.

В зависимости от направления движения потоков теплоносителей различают теплообменные аппараты с противотоком, параллельным, смешанным и перекрестным токами.

При противотоке движение теплоносителей встречное (рис. 1.7, *а*); при параллельном токе (прямотоке) греющий и нагреваемый теплоносители движутся вдоль поверхности нагрева в одном направлении (рис. 1.7, *б*); при смешанном токе имеют место в различных частях поверхности нагрева оба случая движения, а при перекрестном токе греющая и нагреваемая жидкости движутся под прямым углом друг к другу. Наиболее распространенные схемы теплообменников при перекрестном токе показаны на рис. 1.8.

Произведение $Gc_p = \omega$ называют *водяным эквивалентом*. Из уравнения (1.19) получаем:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'},$$

т. е. изменение температур теплоносителей в теплообменном аппарате обратно пропорционально водяным эквивалентам.

При использовании уравнения (1.20) надо предварительно определить среднюю разность температур (средний температурный напор):

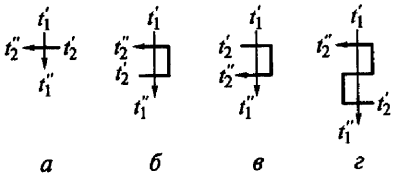


Рис. 1.8. Варианты перекрестных токов в теплообменниках:
а — одноходовом; *б*, *в* — двухходовых; *г* — трехходовом

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{вх}} - \Delta t_{\text{вых}}}{2{,}3 \lg \dfrac{\Delta t_{\text{вх}}}{\Delta t_{\text{вых}}}}, \qquad (1.21)$$

где $\Delta t_{\text{вх}}$ и $\Delta t_{\text{вых}}$ — разность температур греющего и нагреваемого теплоносителей соответственно на входе в теплообменник и на выходе из него.

Отсюда средний температурный напор для случая прямотока

$$\Delta t_{\text{прям}} = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{2{,}3 \lg \dfrac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}}, \qquad (1.22)$$

а для противотока

$$\Delta t_{\text{прот}} = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{2{,}3 \lg \dfrac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}. \qquad (1.23)$$

Эти формулы справедливы лишь при условии, что водяные эквиваленты ω_1 и ω_2 и коэффициент теплопередачи k не меняются по длине теплообменника.

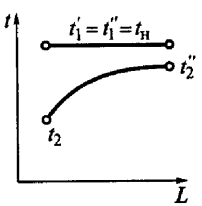


Рис. 1.9. График изменения температур греющего и нагреваемого теплоносителей по ходу (по длине L) теплообменного аппарата, когда греющий теплоноситель — насыщенный пар

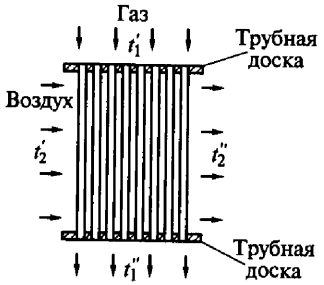


Рис. 1.10. Схема одноходового воздухоподогревателя

Если $\Delta t_{вх}$ мало отличается от $\Delta t_{вых}$, то средний температурный напор можно рассчитать по формуле

$$\Delta t = \frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2}. \qquad (1.24)$$

Полученный результат будет правильным, если изменение температур каждого из теплоносителей происходит по линейному закону. Ошибка от замены средней логарифмической разности температур среднеарифметической при

$$0{,}5 < \frac{\Delta t_{вх}}{\Delta t_{вых}} < 2$$ не превышает 4 %.

В теплообменных аппаратах противоток более выгоден, чем прямоток, так как в противоточном теплообменнике можно сильнее нагреть холодный теплоноситель и охладить горячий.

Если греющим теплоносителем является насыщенный пар, температура которого остается при теплообмене неизменной (процесс отдачи теплоты от пара протекает при постоянном давлении), то график изменения температур рабочих тел в теплообменном аппарате будет иметь вид, показанный на рис. 1.9.

Средний температурный напор для случая, когда один из теплоносителей (конденсирующийся пар или кипящая вода) имеет постоянную температуру $t_н$, находят по формуле

$$t = \frac{t_2'' - t_1'}{2{,}3 \lg \dfrac{t_н - t_2'}{t_н - t_2''}}. \qquad (1.25)$$

На рис. 1.10 показана схема воздухоподогревателя котельной установки, в котором горячий газ движется по трубам, а нагреваемый воздух омывает эти трубы. Изображенный подогреватель является одноходовым с перекрестным током. Двух- и трехходовой перекрестный ток можно получить, применяя несколько пакетов труб.

1.5. Источники теплоты в системах теплоснабжения

Схему теплоснабжения для промышленных предприятий следует выбирать исходя из условий обеспечения надежности, экономичности и непрерывности подачи тепловой энергии с учетом возможности текущих изменений в процессе производства. Должны быть также предусмотрены условия для расширения сооружений теплоснабжения.

Выбор источников теплоты, режима их работы и планирование теплоснабжения производят на основании суммарных часовых, суточных и годовых расходов теплоты. Главная задача при проектировании систем теплоснабжения — определение расчетных тепловых нагрузок потребителей теплоты.

Определив годовую потребность в теплоте для отопления, решают вопрос о ее источниках. Таким источником может быть районная или заводская котельная. Обычно заводские котельные сооружают для обеспечения теплотой не только самого предприятия, но и близлежащих потребителей.

В зависимости от характера тепловых нагрузок котельные установки, как уже отмечалось в подразд. 1.3, подразделяют на:

отопительные, вырабатывающие теплоту для систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения;

производственно-отопительные — для систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и для технологических целей;

производственные — для технологических целей.

Тепловые нагрузки при расчете котельных и выборе оборудования нужно определять главным образом для следующих режимов:

максимально зимний — для средней температуры наружного воздуха наиболее холодной пятидневки; по этому режиму определяется расчетная теплопроизводительность котельной;

средний за отопительный период — для средней температуры наружного воздуха за отопительный период;

летний — определяется расходом теплоты на технологические цели и горячее водоснабжение.

Число устанавливаемых котельных агрегатов не должно быть меньше двух и больше четырех—шести. Как правило, следует устанавливать однотипные агрегаты с одинаковой теплопроизводительностью. При мало колеблющейся тепловой нагрузке предпочтение нужно отдавать котельным агрегатам с большей производительностью.

В отопительно-производственных и производственных котельных резервные котельные агрегаты устанавливают в тех случаях, когда по условиям технологических процессов перерыв в теплоснабжении не допускается. В отопительных котельных резервные котлы не устанавливают.

В зависимости от типа котлов котельные подразделяют на водогрейные, паровые и комбинированные (смешанные).

Структурная схема теплоснабжения от водогрейной котельной показана на рис. 1.11. Циркулирующая при помощи насосов *3* сетевая вода поступает в водогрейные котлы, нагревается и вновь направляется в тепловую сеть. Для восполнения утечек и водоразбора в сеть добавляется вода от установки химводоочистки (ХВО) *7*. Пройдя предварительно деаэрацию (на рисунке не показано), добавочная (подпиточная) вода насосом *6* через регулятор подпит-

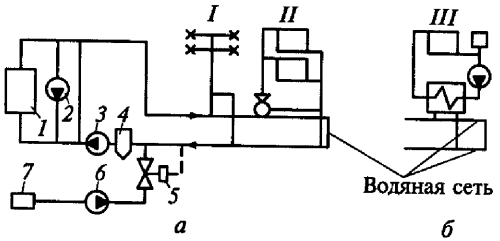


Рис. 1.11. Структурная схема районного теплоснабжения от водогрейной котельной:

а — непосредственное (зависимое) присоединение; *б* — независимое присоединение; *I* — система горячего теплоснабжения; *II* — система отопления и вентиляции; *III* — система отопления и другие виды теплопотребления; *1* — водогрейный котел; *2* — рециркуляционный насос; *3* — сетевой насос; *4* — грязевик; *5* — регулятор подпитки; *6* — подпиточный насос; *7* — установка химводоочистки

ки *5* подается в сеть. Для повышения температуры воды, поступающей в котлы, до значений выше точки росы (с целью предотвращения сернистой коррозии поверхностей нагрева) применяют так называемый рециркуляционный насос *2*, подающий горячую воду из линии после котлов в линию перед котлами.

Структурная схема теплоснабжения от паровой котельной приведена на рис. 1.12. Пар в паровые сети поступает непосредственно из котлов *1*. Конденсат (трубопроводы показаны штриховыми линиями) возвращается в сборный конденсатный бак *8*. Циркулирующая при помощи насосов *3* сетевая вода подогревается в пароводяных водонагревателях *2*. Для восполнения утечек и водо-

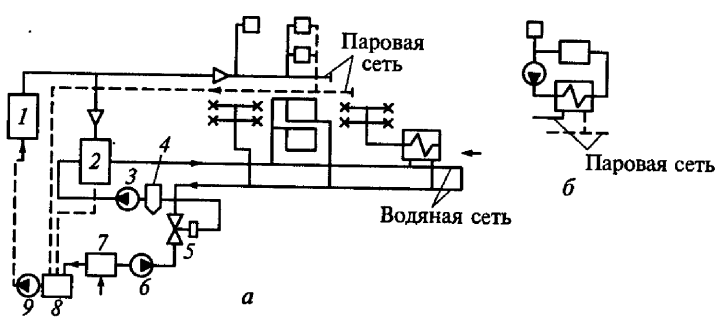


Рис. 1.12. Структурная схема районного теплоснабжения от паровой котельной:

а — непосредственное (зависимое) присоединение потребителей; *б* — независимое присоединение потребителей; *1* — паровой котел; *2* — пароводяной водонагреватель; *3* — сетевой насос; *4* — грязевик; *5* — регулятор подпитки; *6* — подпиточный насос; *7* — установка химводоочистки; *8* — конденсатный бак; *9* — питательный насос

разбора в сеть подпиточным насосом *6* через регулятор подпитки *5* добавляется вода от установки химводоочистки *7*, прошедшая предварительную деаэрацию.

Главными источниками теплоты при теплофикации, под которой понимают централизованное теплоснабжение на базе комбинированного производства электроэнергии и теплоты, являются теплоэлектроцентрали (ТЭЦ). Схемы ТЭЦ, обеспечивающих комбинированную выработку теплоты и электроэнергии, зависят от типа теплофикационных турбин и принятой системы теплоснабжения.

На рис. 1.13 показана структурная схема теплофикации на базе ТЭЦ с теплофикационной турбиной. Пар из котла *1* поступает в турбину *2*. Часть пара давлением 0,12...0,25 МПа отбирают из турбины, и она поступает в водонагреватели *4* сетевой (теплофикационной) воды, циркуляцию которой в тепловой сети и системах потребителей теплоты обеспечивают сетевые насосы *9*. Отдав в водонагревателях *4* скрытую теплоту парообразования, пар конденсируется. Насосы *13* направляют конденсат в регенеративные подогреватели *14* для подогрева питательной воды, направляемой в котлы. Паром указанного выше давления можно нагреть воду до температуры 104...115 °С. Для получения теплофикационной воды с более высокой температурой (до 150 °С) применяют подогрев в пиковой котельной *5* с водогрейными котлами. Возможные утечки из сети и водоразбор компенсируют специально подготовленной в установке химводоочистки *15* водой, подаваемой подпиточным насосом *10* через регулятор подпитки *7*.

Сравнение ТЭЦ с конденсационной электрической станцией (КЭС), т.е. с паротурбинной электростанцией, вырабатывающей

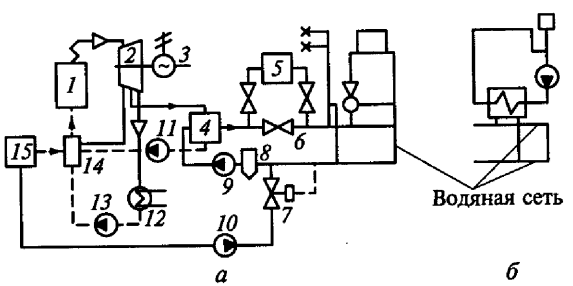


Рис. 1.13. Структурная схема теплофикации:

а — непосредственное (зависимое) присоединение потребителей; *б* — независимое присоединение потребителей; *1* — паровой энергетический котел; *2* — теплофикационная турбина; *3* — генератор переменного тока; *4* — водонагреватель; *5* — пиковая котельная с водогрейными котлами; *6* — задвижка; *7* — регулятор подпитки; *8* — грязевик; *9* — сетевой насос; *10* — подпиточный насос; *11*, *13* — конденсатные насосы; *12* — конденсатор турбины; *14* — регенеративный подогреватель; *15* — установка химводоочистки

Таблица 1.3

Приближенные удельные капиталовложения в прогнозных ценах 2004 г. в строительство некоторых котельных с водогрейными котлами

Тип котла	Число котлов	Установленная мощность, МВт	Удельные капиталовложения, млн руб./МВт, в зависимости от вида топлива*	
			Уголь	Газ и мазут
КВГМ-10	3	35	—	2,5 / 1,5
	4	47	—	2,1 / 1,3
КВТС-20	3	70	1,9 / 1,1	—
КВГМ-20	3	70	—	1,7 / 1,0
ПТВМ-30	3	122	—	1,9 / 1,3
ПТВМ-50	3	140	—	1,2 / 0,7
	3	175	—	1,2 / 0,8
ПТВМ-100	3	350	—	1,3 / 0,8
КВГМ-100	3	350	—	1,4 / 0,8
	4	465	—	1,3 / 0,8

Примечание. В таблице даны полные стоимости строительства котельных, включающих в себя главный корпус, дымовую трубу, топливное хозяйство, наружное кабельное хозяйство, устройства внешнего золоудаления, объекты обслуживающего и подсобного назначения, установку химводоочистки, транспортное хозяйство, внешние коммуникации, временные здания и сооружения и др.

* В числителе — общие капиталовложения, в знаменателе — стоимость строительно-монтажных работ.

только электроэнергию, показывает, что на ТЭЦ теплота, затраченная на производство пара, используется значительно полнее, так как скрытая теплота парообразования отборов пара передается теплофикационной воде, подаваемой затем тепловым потребителям. На КЭС же скрытая теплота парообразования отработавшего в

Таблица 1.4

Приближенные удельные капиталовложения в прогнозных ценах 2004 г. в строительство некоторых котельных с паровыми котлами

Тип котла	Число котлов	Установленная паропроизводительность, т/ч	Удельные капиталовложения, млн руб./т, в зависимости от вида топлива*	
			Уголь	Газ и мазут
Е-25-С	3	75	1,7 / 1,0	—
Е-35ГМ	3	105	—	1,4 / 0,8
К-50-40-1	4	200	2,1 / 1,1	—
ГМ-50-14	3	150	—	1,7 / 0,8
ГМ-50-40-1	4	200	—	1,7 / 1,0
БКЗ-75-39ФБ	3	225	2,0 / 1,1	—
	4	300	1,9 / 1,1	—
БКЗ-75-39ГМ	3	225	—	1,6 / 0,9
	4	300	—	1,4 / 0,7

* В числителе — общие капиталовложения, в знаменателе — стоимость строительно-монтажных работ.

турбинах пара передается в конденсаторе охлаждающей воде, которая поступает в градирню, т. е. как источник теплоты не используется. Поэтому КЭС имеет КПД до 40 %, тогда как у ТЭЦ он достигает 80 %.

Таким образом, теплофикация позволяет более рационально использовать топливо, а значит, экономить его. В этом главнейшая выгода теплофикации по сравнению с раздельным теплоснабжением от котельных и электроснабжением от КЭС. При комбинированной схеме уменьшаются и другие издержки производства, однако ТЭЦ требует бóльших капиталовложений, чем котельная и КЭС.

Экономичность теплофикации зависит от размера дополнительных капиталовложений при теплофикации (табл. 1.3, 1.4), ко-

личества и стоимости сэкономленного топлива, соотношения численности персонала, обслуживающего сравниваемые установки. Чем меньше мощность ТЭЦ, тем менее экономична теплофикация.

1.6. Тепловые сети

Тепловая сеть — это система покрытых теплоизоляцией трубопроводов централизованного теплоснабжения, по которым теплота переносится теплоносителем от источника к потребителям. В зависимости от теплоносителей тепловые сети подразделяют на водяные, паровые и сети сбора и возврата конденсата. На промышленных предприятиях в качестве теплоносителя, как правило, применяют горячую (перегретую) воду с температурой перед системами теплопотребления 150 °С, а после этих систем — 70 °С. Вода в тепловых сетях должна иметь давление, при котором не будет происходить ее вскипание; так, при 150 °С должно поддерживаться давление 0,5 МПа. В зависимости от температуры наружного воздуха температура воды должна соответствовать значениям, приведенным в табл. 1.5 и 1.6.

Пропускную способность трубопроводов водяных тепловых сетей определяют по табл. 1.7.

Тепловые сети разделяют:

на магистральные — от источника теплоты до предприятий и населенных мест;

распределительные — от магистральных тепловых сетей до ответвлений к зданиям;

Таблица 1.5

Температура сетевой воды в подающей магистрали при температуре внутри помещения 18 °С и температурном графике 150...70 °С

Расчетная температура наружного воздуха, °С	Текущая температура наружного воздуха, °С									
	+10	+5	0	−5	−10	−15	−20	−25	−30	−35
−20	50,6	68,3	85,4	101,9	118,8	134,2	150	—	—	—
−25	47,2	63,2	78,4	93,3	107,8	122,0	136,1	—	—	—
−30	44,7	59,1	72,8	86,2	99,3	112,2	125,0	137,6	—	—
−35	42,5	55,4	68,1	80,5	92,3	104,2	115,8	127,4	138,6	—
−40	40,4	52,6	64,4	75,5	86,7	97,4	108,3	118,7	129,3	139,6

Таблица 1.6

Температура сетевой воды в обратной магистрали при температура внутри помещения 18 °С и температурном графике 150...70 °С

Расчетная температура наружного воздуха, °С	Текущая температура наружного воздуха, °С									
	+10	+5	0	−5	−10	−15	−20	−25	−30	−35
−20	34,0	41,0	47,6	53,6	59,3	64,8	—	—	—	—
−25	32,5	38,9	44,8	50,4	53,6	60,6	65,4	—	—	—
−30	31,3	37,3	42,7	47,8	52,6	57,2	61,6	65,9	—	—
−35	30,3	35,9	40,9	45,6	50,1	54,3	58,5	62,4	66,3	—
−40	29,5	34,7	39,4	43,8	48,0	52,0	55,8	59,5	63,1	66,6

Таблица 1.7

Зависимость пропускной способности трубопроводов водяных тепловых сетей от условного прохода труб при температурном графике 150...70 °С

Условный проход труб, мм	Пропускная способность, МВт, при удельной потере давления на трение, Па/м			
	60	100	150	200
25	0,05	0,06	0,08	0,09
32	0,08	0,11	0,13	0,14
40	0,13	0,18	0,20	0,26
100	1,45	2,00	2,55	2,90
150	4,30	6,00	7,35	8,75
300	29	40	49	56
350	42	60	73	85
400	62	88	107	125
800	255	600	600	715
900	485	680	820	960
1000	630	890	1080	1250
1200	1000	1400	1740	2040

Примечание. Рекомендуемая удельная потеря давления (см. подразд. 3.8) для магистральных трубопроводов — до 80 Па/м, для распределительных трубопроводов и ответвлений — по располагаемому перепаду, но не более 300 Па/м.

ответвления — трубопроводы к отдельным зданиям (до обреза фундамента или стены здания).

На вводах магистральных тепловых сетей на территорию промышленных предприятий сооружают тепловые пункты, предназначенные для учета, распределения и контроля параметров теплоносителей, отпускаемых ТЭЦ или котельной.

Потребителей теплоты можно присоединять к тепловым сетям непосредственно (см. рис. 1.11, *а*; 1.12, *а*; 1.13, *а*) и независимо — через поверхностные теплообменники (см. рис. 1.11, *б*; 1.12, *б*; 1.13, *б*) При непосредственном присоединении один и тот же теплоноситель циркулирует и в сети, и в местной системе. При независимом присоединении местные системы не связаны с тепловыми сетями и имеют свои независимые гидравлические режимы.

В зависимости от способа подачи теплоты к местным системам горячего водоснабжения водяные тепловые сети могут быть закрытыми и открытыми (рис. 1.14).

На территории промышленных предприятий трассы тепловых сетей устраивают вдоль проездов между цехами. При этом следует учитывать возможность совместной прокладки тепловых сетей с технологическими трубопроводами.

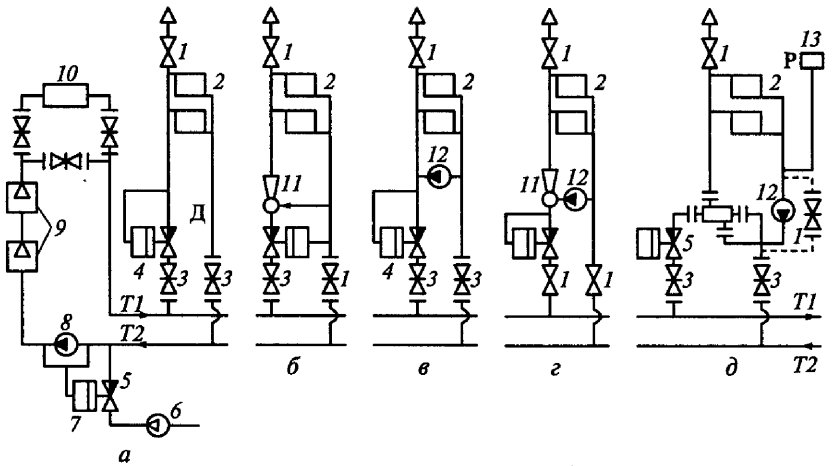
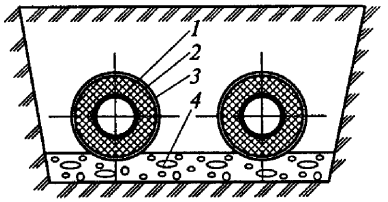


Рис. 1.14. Варианты схем присоединения местных систем отопления и горячего водоснабжения в двухтрубных водяных системах:

а — без смешения; *б* — с элеваторным смешением; *в* — с насосным смешением; *г* — с элеватором и насосом; *д* — независимая схема с верхним баком; *1* — вентили; *2* — отопительные приборы; *3* — регуляторы температуры; *4* — регуляторы расхода; *5* — обратные клапаны; *6, 8* — подпиточный и сетевой насосы; *7* — регулятор подпитки; *9* — теплофикационный подогреватель; *10* — пиковый котел; *11* — элеватор; *12* — циркуляционные насосы местных систем

Рис. 1.15. Бесканальная прокладка теплопровода в битумоперлитной изоляции:

1 — стальная труба; *2* — битумоперлитная изоляция; *3* — гидроизоляционный слой; *4* — гравийная подготовка



Выбор трассы теплопроводов нужно производить из условия наименьшей протяженности и меньшего объема строительно-монтажных работ.

Тепловые сети бывают подземные и надземные.

К подземным тепловым сетям относят сети, прокладываемые в непроходных, полупроходных и проходных каналах и общих коллекторах совместно с другими инженерными коммуникациями. Для этих сетей может применяться также бесканальная прокладка (рис. 1.15).

Надземная прокладка осуществляется на эстакадах или на низких опорах.

При подземной прокладке вдоль трассы сооружаются камеры для размещения запорной и дренажной арматуры и компенсирующих устройств, требующих обслуживания, ниши для гнутых компенсаторов, а также опоры.

При надземной прокладке предусматриваются обслуживающие площадки.

Способ прокладки сетей выбирают на основании технико-экономического сравнения вариантов.

При высоком стоянии грунтовых вод, наличии просадочных грунтов, густоте существующих подземных сооружений по трассе, сильно пересеченной местности предпочтение отдают надземной прокладке.

Удлинение теплопровода при нагревании зависит от коэффициента линейного расширения материала и не зависит от диаметра и толщины его стенок. Удлинение стальных теплопроводов составляет в среднем 1,2 мм на 1 м длины при нагревании на

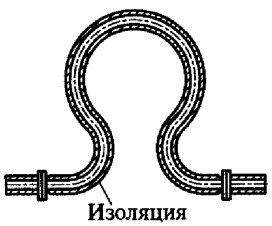


Рис. 1.16. Лирообразный компенсатор

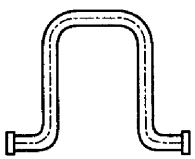


Рис. 1.17. П-образный компенсатор

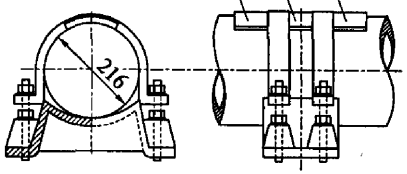


Рис. 1.18. Неподвижная опора

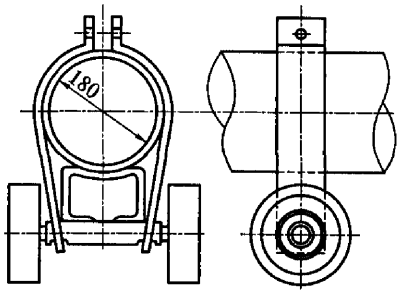


Рис. 1.19. Подвижная роликовая опора

каждые 100 °С. Так, например, теплопровод длиной 50 м, через который протекает горячая вода, имеющая температуру 100 °С, удлиняется на $1{,}2 \cdot 1 \cdot 50 = 60$ мм.

Для восприятия термического удлинения теплопровода на его отдельных прямых участках устанавливают специальные компенсационные устройства в виде лирообразных и П-образных изогнутых труб (рис. 1.16 и 1.17).

При этом отдельные участки теплопровода жестко закрепляют по концам на неподвижных опорах, называемых мертвыми точками. Между каждыми двумя мертвыми точками должен быть установлен один компенсатор, который и разгружает эти точки от действующих на них сил при удлинении теплопровода на данном участке.

В настоящее время при проектировании теплопроводов стремятся, если это возможно, вместо установки компенсаторов применять гнутые трубы (колена) с радиусом кривизны не менее $(6...8)D$, где D — наружный диаметр трубы. В этом случае термические удлинения поглощаются в результате эластичности самой системы теплопровода, т.е. за счет ее самокомпенсации.

Ответственными элементами теплопровода являются его опоры. Они не только принимают на себя вес всей системы, но направляют движение теплопровода под действием термических удлинений. Различают неподвижные и подвижные опоры.

Неподвижные опоры (рис. 1.18) используют в качестве мертвых точек наряду с естественными мертвыми точками в виде мест присоединений теплопровода к котлу, водоочистителю и другому оборудованию.

Основным типом подвижных опор является роликовая опора (рис. 1.19), которая дает возможность свободно перемещаться теплопроводу при его удлинении. Опора представляет собой металлическую подкладку, прикрепленную к трубе при помощи хомута и опирающуюся на ролик.

1.7. Основы технической политики Минтопэнерго России в области теплоснабжения на перспективу до 2020 г.

В Минтопэнерго и РАО «ЕЭС России» разработана и принята Программа действий по повышению эффективности и дальнейшим преобразованиям в электроэнергетике Российской Федерации. Главная цель Программы — обеспечить рентабельное развитие РАО «ЕЭС России» в новых хозяйственных условиях и превращение его в эффективно действующую компанию, основными задачами которой в области централизованного теплоснабжения являются:

повышение технического уровня теплоснабжения и организация надежного и устойчивого обеспечения теплотой и горячей водой населения и промышленных потребителей от теплофикационных систем РАО «ЕЭС России»;

достижение максимально возможного ввода в действие тепловых мощностей за счет концентрации средств на стройках с высокой степенью готовности и сокращения количества переходящих строек;

проведение мероприятий по совершенствованию организационной структуры предприятий по теплоснабжению и системы расчетов за тепловую энергию. Разработка и реализация экономически обоснованной ценовой политики, согласованной с региональными и местными органами власти.

Крайне низкий в последние годы уровень финансирования текущих и капитальных ремонтов, технического перевооружения и реконструкции привел к массовому моральному старению и преждевременному физическому износу основных фондов источников теплоты и тепловых сетей. В настоящее время многие крупные системы централизованного теплоснабжения стоят на грани потери конкурентоспособности на рынке тепловой энергии, поскольку стоимость отпускаемой ими теплоты выше, чем у производимой местными генераторами и мелкими котельными.

Дальнейшее развитие теплофикации, повышение ее эффективности могут быть достигнуты при своевременной и достаточно полной реализации предусмотренных Программой мер в двух основных направлениях.

Первое направление — обновление, техническое перевооружение и реконструкция действующих теплофикационных систем. При своевременном проведении в требуемых объемах технического перевооружения, модернизации, реконструкции энергооборудования и интенсификации работ по энергосбережению можно повысить отдачу теплоты потребителям на 32 %.

Второе направление — освоение новых технологий, новых типов энергоисточников. Разработка новых технологий теплоснабжения и их реализация позволят теплоснабжающему хозяйству России выйти на качественно новый технический уровень. К таким технологиям можно отнести:

создание малых ТЭЦ;

перевод существующих систем теплоснабжения на новый технический уровень, учитывающий повышенные требования к надежности, живучести в экстремальных условиях и качество обеспечения теплотой потребителей;

совместная работа нескольких источников теплоты на общие тепловые сети;

использование геотермальных вод для непосредственного теплоснабжения;

бесканальная прокладка теплопроводов.

Техническая политика энергетиков России в 2004—2020 гг. будет ориентирована на развитие теплофикации в населенных пунктах, в которых в настоящее время нет ТЭЦ и ГРЭС, за счет вытеснения морально и физически устаревших городских котельных путем внедрения новых типов малых ТЭЦ, в первую очередь газотурбинных с единичной мощностью полностью автоматизированных модульных энергоблоков 6...18 МВт.

Для российских энергетиков представляет несомненный интерес опыт энергетиков Западной Европы, где широко распространена совместная работа нескольких источников теплоты на единую систему теплоснабжения. Такая совместная работа позволяет:

кардинально решить проблему надежности и качества теплоснабжения потребителей независимо от технического уровня источников теплоты и тепловых сетей:

исключить необходимость установки дорогостоящего резервного оборудования на источниках теплоты:

комплексно решать вопросы энергосбережения;

обеспечить каждому источнику теплоты наиболее благоприятный индивидуальный режим работы;

осуществлять качественный режим регулирования теплоснабжения независимо от системы теплоснабжения (открытой, закрытой, смешанной) и степени автоматизации у потребителя систем теплопотребления;

обеспечить экономию топлива до 30 % по сравнению с раздельной работой источников теплоты.

Контрольные вопросы

1. Назовите виды передачи теплоты.
2. Чем обусловлена теплопроводность и что представляет собой коэффициент теплопроводности?
3. Что такое конвекция и от каких факторов она зависит?
4. Что подразумевается под коэффициентом теплоотдачи?
5. Как происходит передача теплоты излучением?
6. Что такое степень черноты тела?
7. Что такое сложный теплообмен и как определяется полное термическое сопротивление теплопередачи?
8. Для чего предназначены котельные установки и из каких элементов они состоят?
9. Что представляют собой теплообменные аппараты и как они подразделяются по принципу действия?
10. Какие источники теплоты применяются в системах теплоснабжения?
11. Чем отличается теплоэлектроцентраль от конденсационной электростанции?
12. Что такое тепловые сети и из каких основных элементов они состоят?
13. Какие схемы присоединения потребителей теплоты вы знаете?
14. Расскажите об основных направлениях технической политики Минтопэнерго России на перспективу в области теплоснабжения потребителей.

Глава 2
ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ ТЕПЛОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

2.1. Теплосантехнические требования к выбору площадки для строительства промышленных зданий и сооружений

Теплоснабжение потребителей существенно зависит от их территориального расположения. Промышленные предприятия размещают преимущественно за чертой населенных пунктов или на территории населенных пунктов в специально выделенных промышленных районах.

Учитывая выброс в атмосферу различных вредных веществ (пыль, пары, газы) и создаваемый производственный шум, промышленные предприятия сооружают на определенном расстоянии от районов жилой застройки, создавая так называемую *санитарно-защитную зону.*

В зависимости от выбросов и условий технологического процесса, а также с учетом проведения очистных мероприятий промышленные предприятия делят на пять классов. К первому классу относят предприятия различных отраслей производства (химия, металлургия, машиностроение и др.), выбрасывающие в атмосферу наибольшее количество вредных веществ (например, предприятия по производству целлюлозы, ртути, ацетона, чугуна при объеме доменных печей более 1500 м^3 и др.), к пятому — предприятия, выделяющие минимальное количество вредных веществ (например, небольшие машиностроительные заводы, пищевые предприятия и т.п.). Для предприятий первого класса ширина санитарно-защитной зоны составляет 1000 м, второго — 500 м, третьего — 300 м, четвертого — 100 м и пятого — 50 м.

При проектировании промышленных предприятий нужно предусматривать технологические процессы, исключающие выделение вредных веществ в атмосферу, а в случае невозможности этого — достаточно эффективные современные мероприятия, не допускающие вредного влияния производства на население. К таким мероприятиям относят газоочистку, пылеулавливание, увеличение высоты труб, шумоглушение, герметизацию аппаратуры и коммуникаций.

В тех случаях когда по техническим причинам невозможно достаточно эффективно ослабить вредное влияние, санитарные органы имеют право увеличить санитарно-защитную зону, но не более чем в 3 раза. Предприятия с вредными выделениями следует располагать с подветренной стороны по отношению к районам жилой застройки, учитывая направление ветров, господствующих в теплый период года. Санитарно-защитная зона должна быть озеленена; в ней можно размещать здания подсобного и обслуживающего назначения.

При проектировании промышленного предприятия следует определить размер ожидаемых изменений производства, базируясь на данных прогноза о перспективном расширении выпуска определенного вида продукции. Это необходимо делать на первой стадии проектирования предприятия, чтобы впоследствии избежать больших объемов его переоборудования для обеспечения роста производства указанной продукции.

Планировка промышленного предприятия должна предусматривать возможность удаления атмосферных осадков и отвода производственных стоков. При выборе площадки для размещения промышленного предприятия необходимо учитывать состояние грунтовых вод, чистоту почвы, возможность проведения мероприятий по защите окружающей территории. Рельеф местности не должен препятствовать свободному естественному проветриванию площадки.

При составлении генерального плана промышленного предприятия должно быть предусмотрено функциональное зонирование территории с учетом технологических и санитарно-технических требований. Производственные здания и сооружения при этом обычно располагают по ходу производственного процесса. Сооружения, загрязняющие атмосферу, следует располагать с подветренной стороны по отношению к другим зданиям. Производственные корпуса надо размещать с учетом обеспечения наиболее благоприятных условий для естественного освещения и проветривания. Размеры разрывов между зданиями, освещаемыми через оконные проемы, должны быть не менее высоты наибольшего из противостоящих зданий. По противопожарным нормам расстояние между соседними зданиями зависит от степени их огнестойкости и пожарной опасности производств.

2.2. Теплосантехнические требования к производственным зданиям и сооружениям

Отапливаемые производственные здания и сооружения, кроме зданий и помещений с мокрым режимом (см. далее табл. 2.4), должны иметь наружные ограждения, исключающие возможность образования конденсата на внутренней поверхности стен и потолков.

Площадь и характер остекления световых проемов производственных зданий и сооружений нужно выбирать из условия обеспечения норм естественного освещения.

Независимо от наличия вредных выделений и вентиляционных устройств в производственных зданиях и сооружениях должны предусматриваться створки переплетов и другие открывающиеся устройства в окнах общей площадью не менее 20 % площади световых проемов для проветривания с возможностью при необходимости направления поступающего воздуха вверх в холодный период года и вниз в теплый период года.

В зданиях и сооружениях с естественной вентиляцией (аэрируемых) площадь открываемых проемов следует определять по расчету, а размещать их нужно так, чтобы расстояние от уровня пола до низа створных переплетов, предназначенных для притока воздуха в теплый период года, было не более 1,8 м, а до низа открывающихся проемов, предназначенных для притока воздуха в холодный период года, — не менее 4 м.

Производственные здания должны обеспечивать оптимальные санитарно-гигиенические условия труда. По санитарным нормам на каждого работающего предусматривают объем производственных помещений не менее 15 м^3, а площадь — не менее 4,5 м^2. Проектную высоту производственных помещений принимают не менее 3,2 м, так как в низких помещениях труднее организовать нормальное проветривание и освещение.

Трубопровод, обслуживающий здание, должен быть расположен вокруг него и иметь через одинаковые промежутки короткие отводные трубы с клапанами для возможности соединения с добавочным оборудованием, установка которого предполагается в будущем. Трубопроводы на наружных стенах следует располагать вблизи колонн, учитывая, что при будущем расширении стены могут быть в этих местах убраны. Пожарные стояки должны быть расположены на наружных стенах в тех местах, где не предполагается расширять помещение.

Трубопроводы вне здания следует прокладывать таким образом, чтобы не были задеты колонны здания; внутренние трубопроводы должны иметь размеры, позволяющие продлить эти трубопроводы до будущих стен здания.

Размеры вентиляционного оборудования должны быть выбраны с учетом изменения нагрузок после того, как в результате расширения здания площади, находившиеся снаружи, станут внутренними.

Для распределения воздуха при вентиляции помещений, размеры и планировку которых предполагается часто менять, можно использовать рассеиватели люминесцентных ламп, подавая в них воздух по резиновому шлангу.

Для уменьшения опасности возникновения и распространения пожаров важное значение имеет рациональное устройство

Таблица 2.1

Минимальные пределы огнестойкости, ч, основных строительных конструкций

Степень огнестойкости зданий и сооружений	Основные строительные конструкции					
	Несущие стены, стены лестничных клеток, колонны	Лестничные площадки, косоуры, ступени, балки и марши в лестничных клетках	Наружные стены из навесных панелей	Внутренние несущие стены (перегородки)	Плиты, настилы и другие несущие конструкции междуэтажных и чердачных перекрытий	Плиты, настилы и другие несущие конструкции покрытий
I	2,5	1,0	0,5	0,5	1,0	0,5
II	2,0	1,0	0,25	0,25	0,78	0,25
III	2,0	1,0	0,25	0,25	0,75	Не нормируется
IV	0,5	0,25	0,25	0,25	0,25	То же
V	Не нормируется					

Таблица 2.2

Максимальные пределы распространения огня, см, по основным строительным конструкциям

Степень огнестойкости зданий и сооружений	Основные строительные конструкции					
	Несущие стены, стены лестничных клеток, колонны	Лестничные площадки, косоуры, ступени, балки и марши в лестничных клетках	Наружные стены из навесных панелей	Внутренние несущие стены (перегородки)	Плиты, настилы и другие несущие конструкции междуэтажных и чердачных перекрытий	Плиты, настилы и другие несущие конструкции покрытий
I	Не допускается					
II	Не допускается			40	Не допускается	
III	То же			40	25	Не нормируется
IV	40	25	40	40	25	То же
V	Не нормируется					

Таблица 2.3

Категория помещений по взрывопожарной и пожарной опасности

Категория помещения	Характеристика веществ и материалов, находящихся (обращающихся) в помещении
А (взрывопожароопасная)	Горючие газы, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки не более 28 °С в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные парогазовоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчетное избыточное давление взрыва в помещении, превышающее 5 кПа. Вещества и материалы, способные взрываться и гореть при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом в таком количестве, что расчетное избыточное давление взрыва в помещении превышает 5 кПа
Б (взрывопожароопасная)	Горючие пыли или волокна, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки более 28 °С, горючие жидкости в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные пылевоздушные или паровоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчетное избыточное давление взрыва в помещении, превышающее 5 кПа
В (пожароопасная)	Горючие и трудногорючие жидкости, твердые горючие и трудногорючие вещества и материалы, вещества и материалы, способные при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом только гореть, при условии, что помещения, в которых они имеются в наличии или обращаются, не относятся к категориям А или Б
Г (пожароопасная)	Горючие вещества и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистой теплоты, искр и пламени; горючие газы, жидкости и твердые вещества, которые сжигаются или утилизируются в качестве топлива
Д (пожароопасная)	Негорючие вещества и материалы в холодном состоянии
Е (взрывоопасная)	Горючие газы, не имеющие жидкой фазы, и взрывоопасные пыли, которые могут образовывать взрывоопасные смеси в объеме, превышающем 5 % объема воздуха в помещении, или в которых по условиям технологического процесса возможен только взрыв (без последующего горения), а также вещества, способные взрываться (без последующего горения) при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом

предприятий и цехов с точки зрения их прочности и устойчивости как в нормальных условиях, так и в условиях пожара. Основной характеристикой, определяющей способность зданий и сооружений противостоять возникновению и распространению пожара, является степень их *огнестойкости*, зависящая от пределов огнестойкости основных строительных конструкций (табл. 2.1) и пределов распространения огня по этим конструкциям (табл. 2.2).

Все строительные материалы подразделяются на три группы: несгораемые, трудносгораемые и сгораемые.

В зависимости от категории помещений по взрывопожарной и пожарной опасности (табл. 2.3) выбирают степень огнестойкости здания, площадь этажа между противопожарными стенками и число этажей. Производственные помещения категорий А и Б можно размещать в зданиях только I и II степеней огнестойкости, при этом число этажей не должно превышать шести. В зависимости от числа этажей здания для производственных помещений категорий В и Д допускается выполнять со степенью огнестойкости вплоть до V, а категории Г — не ниже IV степени огнестойкости. В этом случае при I и II степенях огнестойкости зданий число этажей в них не должно превышать шести для производственных помещений категории В и десяти для помещений категорий Г и Д. Основные строительные конструкции зданий с помещениями категорий Е следует проектировать из несгораемых материалов с ненормируемым пределом огнестойкости.

2.3. Новые виды ограждающих конструкций и материалов

Основные физические свойства строительных материалов определяются их объемным весом, Н/м^3, удельной теплоемкостью, коэффициентами теплопроводности (см. подразд. 1.2) и воздухопроницания (см. подразд. 3.4), теплоусвоения и паропроницания.

Коэффициент теплоусвоения материала численно равен количеству теплоты, усваиваемой стенкой площадью 1 м^2 в течение 1 ч при температурном перепаде в один градус, и зависит от продолжительности периода работы отопления и физических свойств материала.

Коэффициент паропроницания материала характеризуется количеством водяных паров в граммах, проходящих через плоскую однородную стенку площадью 1 м^2 и толщиной 1 м в течение 1 ч при разности упругостей водяных паров у противолежащих поверхностей стенки 130 Па.

Далее рассмотрены новые виды ограждающих конструкций и материалов с улучшенными физическими свойствами.

Пустотелый кирпич представляет собой обожженный глиняный блок с ячеистой структурой и параллельными каналами.

Такие блоки используют как в качестве несущих элементов, так и в качестве элементов, не несущих нагрузки.

Упорный кирпич предназначен для кладки несущих или не несущих стен, которые облицовывают кирпичом или пустотелым облицовочным кирпичом (рис. 2.1). Элементы облицовки связывают с кирпичами кладки, в результате чего и те, и другие несут нагрузку. Расположение каналов в кирпиче может быть вертикальным или горизонтальным.

Ребристую облицовочную плитку применяют для облицовки внутренней поверхности наружных стен с целью создания воздушных промежутков, препятствующих прохождению влаги, и получения поверхности, пригодной для нанесения штукатурки. Такие плитки являются элементами, не несущими нагрузки. Их выпускают цельными и разрезными толщиной соответственно 50, 75, 100 мм и 38, 50 мм.

Изделия из цветного архитектурного бетона (рис. 2.2) находят применение при облицовке жилых зданий.

Ребристую облицовочную плитку, пустотелый кирпич для внутренних перегородок или кирпич, применяемый для кладки стен, можно использовать для теплоизоляции стальных конструкций. В этих же целях выпускают кирпич специальных форм, в частности, в виде зажима, угловой кирпич, кирпич-софит.

Неглазурованный облицовочный кирпич изготовляют с гладкой или шероховатой текстурованной лицевой поверхностью. Его применяют в качестве облицовочного материала как для наружных стен, так и для внутренних стен и перегородок.

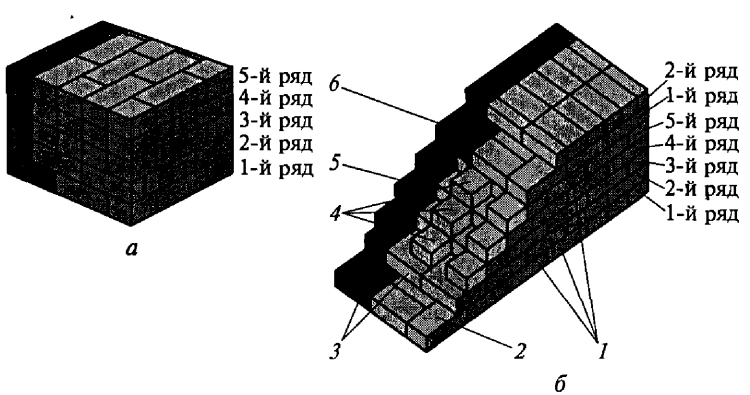


Рис. 2.1. Конструкция кладки из утолщенного кирпича «Термолюкс®»:

а — фрагмент кладки; *б* — вертикальный разрез; *1* — поперечные вертикальные швы; *2* — внутренняя верста; *3* — продольные вертикальные швы; *4* — ложковые кирпичи; *5* — наружная верста; *6* — лицевой кирпич

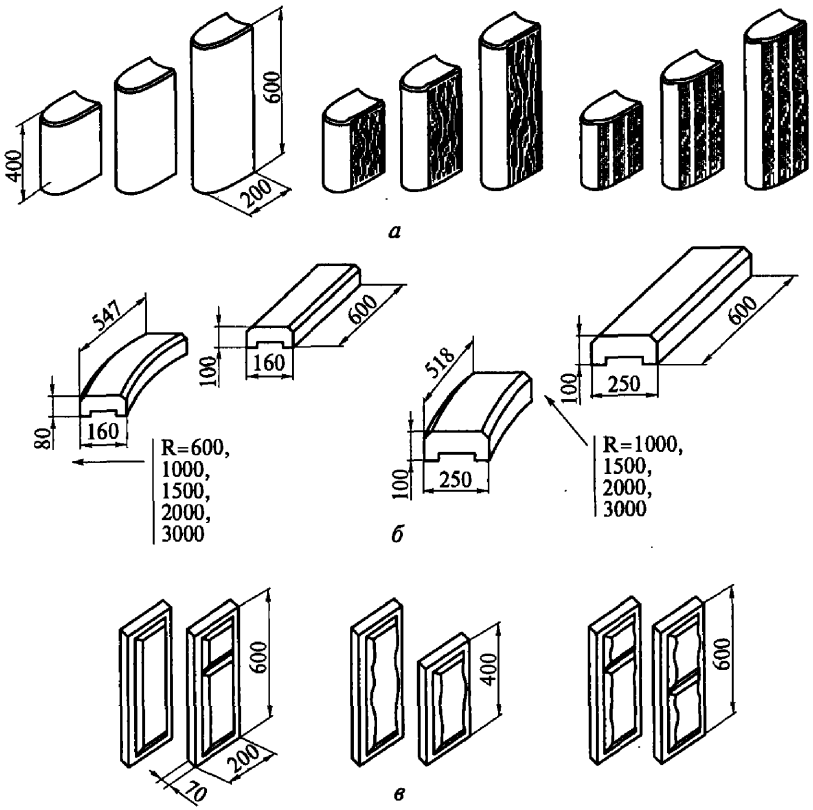


Рис. 2.2. Изделия из архитектурного бетона:

а — вертикальные камни; *б* — накрывные плиты; *в* — изделия для облицовки

Стеклоблоки получают путем соединения (сплавления) двух стеклянных опрессованных полублоков, в результате чего в блоке создается частичный вакуум, придающий ему хорошие изоляционные свойства и частично позволяющий предотвращать образование конденсата на стенах.

Производимые стеклоблоки имеют два назначения: функциональное и декоративное. Блоки функционального назначения изготовляют трех типов:

для создания направленного света путем его преломления. Такие блоки всегда следует располагать выше уровня глаз (на высоте около 1,8 м от уровня пола);

для создания равномерно рассеянного света по всему помещению. Их можно устанавливать как выше, так и ниже уровня глаз;

блоки общего назначения.

Блоки всех этих типов можно изготовлять с белым или зеленым экраном внутри, выполненным из стекловолокна. Окрашенное стекловолокно смягчает освещение и способствует замедлению нагревания панели, если на нее падают прямые солнечные лучи. Толщина блоков функционального назначения составляет 101,6 мм; их размеры 203,2×203,2 и 304,8×304,8 мм.

В настоящее время выпускается целая гамма строительных и декоративных стеклоблоков разных образцов и типов. Двустеночные стеклоблоки пропускают естественный свет и являются хорошим тепло- и звукоизоляционным материалом. Размеры стеклоблоков этого типа 152,4×152,4; 203,2×203,2; 101,6×304,8 и 304,8×304,8 мм.

Прессованные плиты изготовляют из растительного, минерального или синтетического волокна, которое перемешивают с вяжущим материалом. Их широко используют в качестве изоляционного материала, опалубки или отделочных панелей. Прессуют также плотные водостойкие листы и огнестойкие плиты. Плиты из волокна тростника с заводской поверхностной отделкой широко применяют в качестве жесткой изоляции для стен и перекрытий, а также для звукоизоляции внутренних дверей. Плиты из асбестового волокна или из минеральной силикатной шерсти относят к категории несгораемых. Использовать их в условиях возможного воздействия влаги не рекомендуется. Плиты из стекловолокна, прессуемого в смеси с вяжущим веществом между листами упаковочной бумаги из крафт-целлюлозы, используют как изоляционные. Вместе с тем их можно устанавливать в местах, подверженных динамическим нагрузкам. Плиты из пеностекла изготовляют из ячеистого или аэрируемого стекла с покрытием формованными листами упаковочной бумаги из крафт-целлюлозы. Плиты отличаются прочностью и не подвержены воздействию влаги.

Твердые плиты прессуют из деревянной щепы, обработанной разрывным способом, остатков (отходов) целлюлозного волокна и лигнина, сплавляемых при нагревании. Верхняя поверхность плит гладкая, нижняя имеет рисунок в виде сетки. Выпускают также плиты с обеими гладкими поверхностями, с кислостойким покрытием или с разнообразной декоративной отделкой лицевой поверхности.

Составные плиты состоят из нескольких слоев упаковочной бумаги из крафт-целлюлозы, пропитанной фенольной или меламиновой смолой и одного (верхнего) слоя полупрозрачной цветной бумаги или бумаги с нанесенным на нее рисунком, обработанной меламиновой смолой.

Слоистые пластики представляют собой прочный облицовочный материал, выдерживающий температуру до 135 °С. Некоторые виды слоистых пластиков хорошо поддаются гибке в холодном состоянии, образуя небольшие криволинейные участки,

другие необходимо нагревать. Фенольные и меламиновые пластмассы являются термореактивными.

Многослойные плиты состоят из центральной плиты, отделанной твердыми гладкими листами асбестоцемента. Они отличаются высокими изоляционными свойствами, их применяют как для внутренней, так и для наружной отделки, а также используют в небольших зданиях для возведения ненесущих стен между колоннами каркаса.

2.4. Сопротивление ограждающих конструкций теплопередаче

Внешние ограждающие конструкции отапливаемых жилых, производственных и общественных зданий должны не только удовлетворять требованиям прочности, устойчивости, огнестойкости, долговечности, экономичности и современного дизайна, но и иметь соответствующие теплотехнические показатели. Выбор ограждающих конструкций следует производить в зависимости от физических свойств материала, конструктивного решения, температурно-влажностного режима воздуха в здании, климатологических данных района строительства, а также от норм сопротивления теплопередаче, воздухо- и паропроницанию. Для уменьшения колебаний температуры воздуха в помещениях наружные ограждения должны обладать необходимой тепловой устойчивостью.

Для уменьшения потерь теплоты в зимний период и поступления теплоты в летний период при проектировании зданий и сооружений нужно предусматривать: решения, обеспечивающие наименьшую площадь ограждающих конструкций; солнцезащиту световых проемов; рациональное применение эффективных теплоизоляционных материалов; уплотнение притворов и фальцев в заполнениях проемов и сопряжений элементов в наружных стенах и покрытиях. В зависимости от относительной влажности и температуры внутреннего воздуха определяют влажностный режим помещений (табл. 2.4).

Таблица 2.4

Классификация помещений по влажности

Режим помещения	Влажность внутреннего воздуха, %, при температуре		
	до 12 °С	свыше 12 до 24 °С	свыше 24 °С
Сухой	До 60	До 50	До 40
Нормальный	Свыше 60 до 75	Свыше 50 до 60	Свыше 40 до 50
Влажный	Свыше 75	Свыше 60 до 75	Свыше 50 до 60
Мокрый	—	Свыше 75	60

Архитектурно-строительные решения по ограждающим конструкциям проектируемого здания должны быть такими, чтобы полное термическое сопротивление теплопередаче этих конструкций $R_0 = 1/k$ (k — коэффициент теплопередачи, см. подразд. 1.2) было равным экономически целесообразному сопротивлению теплопередаче $R_0^{эк}$, определенному из условия обеспечения наименьших приведенных затрат, но не менее требуемого сопротивления теплопередаче $R_0^{тр}$ по санитарно-гигиеническим условиям. Если у проектируемого здания предполагается стены выложить из кирпича или природного камня, то можно R_0 принимать меньше $R_0^{тр}$, но не более чем на 5 %. Определять сопротивление теплопередаче внутренних ограждающих конструкций (стен, перегородок, перекрытий и заполнений проемов) нужно только в случаях, когда разность температур внутреннего воздуха в разделяемых этими конструкциями помещениях превышает 10 °С.

Для расчета по санитарно-гигиеническим условиям требуемого сопротивления теплопередаче $R_0^{тр}$, (м²·°С)/Вт, ограждающих конструкций, за исключением заполнений световых проемов (окон, балконных дверей и фонарей), пользуются формулой

$$R_0^{тр} = \frac{n(t_в - t_н)}{\Delta t^н \alpha_в}, \qquad (2.1)$$

где n — коэффициент, учитывающий положение ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху (табл. 2.5); $t_в$ — расчетная температура внутреннего воздуха, °С, принимаемая по табл. 3.2...3.4; $t_н$ — расчетная зимняя температура наружного воздуха, °С, принимаемая по табл. 3.1 с учетом рекомендаций табл. 2.6; $\Delta t^н$ — нормативный температурный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции, принимаемый по табл. 2.7; $\alpha_в$ — коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающих конструкций [для стен, полов, гладких потолков, потолков с выступающими ребрами при отношении высоты h ребер к расстоянию a между гранями соседних ребер $h/a \le 0,3$ принимается равным 8,7 Вт/(м²·°С), а для потолков с выступающими ребрами при $h/a > 0,3$ — 7,6 Вт/(м²·°С)].

Для дверей (кроме балконных) и ворот требуемое сопротивление теплопередаче следует принимать не менее $0,6R_0^{тр}$ стен зданий и сооружений, определенного по формуле (2.1) при расчетной зимней температуре наружного воздуха, равной средней температуре наиболее холодной пятидневки.

Для оценки тепловой инерции D многослойной ограждающей конструкции используют формулу

$$D = R_1 s_1 + R_2 s_2 + ... + R_n s_n, \qquad (2.2)$$

Таблица 2.5

Значения коэффициента n, учитывающего положение ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху

Ограждающие конструкции	n
Наружные стены и покрытия; перекрытия чердачные (с кровлей из штучных материалов) и над проездами; перекрытия над холодными подпольями без ограждающих стенок в Северной строительно-климатической зоне	1
Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом перекрытия чердачные (с кровлей из рулонных материалов); перекрытия над холодными подпольями с ограждающими стенками и холодными этажами в Северной строительно-климатической зоне	0,9
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами в стенах	0,75
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенные выше уровня земли	0,6
Перекрытия над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенными ниже уровня земли	0,4

Таблица 2.6

Рекомендации по выбору расчетной зимней температуры наружного воздуха

Тепловая инерция D ограждающих конструкций	Температура, которую следует принимать за $t_н$
До 1,5 (безынерционная)	Абсолютная минимальная температура
Свыше 1,5 до 4 (малая инерционность)	Средняя температура наиболее холодных суток*
Свыше 4 до 7 (средняя инерционность)	Средняя температура наиболее холодных трех суток*
Свыше 7 (большая инерционность)	Средняя температура наиболее холодной пятидневки

* Определяют как среднее арифметическое температур наиболее холодных суток и наиболее холодной пятидневки, округляя до целого значения.

Таблица 2.7

Нормативный температурный перепад

Здания и помещения	Значения $\Delta t^н$, °С, для		
	наружных стен	покрытий и чердачных перекрытий	перекрытий над проездами, подвалами и подпольями
1. Здания жилые, больничных учреждений, детских садов, яслей, комбинатов	6	4	2
2. Здания общеобразовательных детских школ	6	4,5	2,5
3. Общественные здания, кроме указанных в п. 1 и 2, и вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий, за исключением помещений с влажным или мокрым режимом	7	5,5	2,5
4. Производственные здания с сухим режимом	10	8	2,5
5. Производственные здания с нормальным режимом	8	7	2,5
6. Производственные здания, а также помещения общественных зданий и вспомогательных зданий промышленных предприятий с влажным или мокрым режимом, если не допускается конденсация влаги на внутренней поверхности:			
стен и потолков	$t_в - t_р$	$0{,}8(t_в - t_р)$	2,5
только потолков	7	$0{,}9(t_в - t_р)$	2,5
7. Производственные здания с влажным или мокрым режимом и агрессивной средой (растворимые соли)	$t_в - t_{рр}$	$t_в - t_р$	2,5

Примечания: 1. Для производственных зданий с сухим и нормальным режимом температура внутренней поверхности ограждающей конструкции должна быть не ниже точки росы внутреннего воздуха при расчетной зимней температуре наружного воздуха.

2. Буквенные обозначения: $t_в$ — то же, что в формуле (2.1); $t_р$ — точка росы, °С, при расчетной температуре и относительной влажности внутреннего воздуха, принимаемым по ГОСТ 12.1.005—76 и нормам проектирования соответствующих зданий и сооружений; $t_{рр}$ — то же, что $t_р$, но с учетом агрессивной среды.

где R_1, R_2, ..., R_n — термические сопротивления отдельных слоев ограждающей конструкции, (м²·°С)/Вт, определяемые по формуле (2.3); s_1, s_2, ..., s_n — расчетные коэффициенты теплоусвоения материала отдельных слоев ограждающей конструкции, Вт/(м²·°С), принимаемые по СНиП II-3-86.

При расчетах коэффициент теплоусвоения воздушных прослоек принимают равным нулю, а слои конструкции, расположенные между воздушной прослойкой, вентилируемой наружным воздухом, и наружной поверхностью ограждающей конструкции, не учитывают.

Термическое сопротивление слоя многослойной ограждающей конструкции, а также однородной (однослойной) ограждающей конструкции

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \qquad (2.3)$$

где δ — толщина слоя, м; λ — расчетный коэффициент теплопроводности материала слоя, Вт/(м·°С), принимаемый по СНиП II-3-86.

Определив требуемое сопротивление $R_0^{тр}$ ограждающих конструкций по санитарно-гигиеническим условиям, рассчитывают фактическое сопротивление теплопередаче

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_в} + R_к + \frac{1}{\alpha_н}, \qquad (2.4)$$

где $\alpha_в$ — то же, что в формуле (2.1); $R_к$ — термическое сопротивление ограждающей конструкции, (м²·°С)/Вт, определяемое при однородной (однослойной) конструкции по формуле (2.3), при многослойной — по формулам (2.5) и (2.7) или (2.9); $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции для зимних условий, Вт/(м²·°С), принимаемый по табл. 2.8.

У ограждающей конструкции с последовательно расположенными однородными слоями термическое сопротивление $R_к$ определяют как сумму термических сопротивлений отдельных слоев:

$$R_к = R_1 + R_2 + ... + R_n + R_{в.п}, \qquad (2.5)$$

где R_1, R_2,..., R_n — то же, что в формуле (2.2); $R_{в.п}$ — термическое сопротивление замкнутой воздушной прослойки, принимаемое по табл. 2.9.

У неоднородной ограждающей конструкции (например, у многослойной каменной стены облегченной кладки с теплоизоляционным слоем, рис. 2.3) приведенное термическое сопротивление $R_к^{пр}$, (м²·°С)/Вт, определяют следующим образом.

Условно разрезают плоскостями, параллельными направлению теплового потока, ограждающую конструкцию (или часть ее) на

Таблица 2.8

Значения коэффициента теплоотдачи наружной поверхности ограждающих конструкций для зимних условий

Ограждающие конструкции	$\alpha_н$, Вт/(м² · °С)
Наружные стены, покрытия, перекрытия над проездами и холодными подпольями без ограждающих стенок в Северной строительно-климатической зоне	23
Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом; перекрытия над холодными подпольями с ограждающими стенками и холодными этажами в Северной строительно-климатической зоне	17
Перекрытия чердачные и над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами в стенах	12
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенных выше уровня земли, и над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенными ниже уровня земли	6

Таблица 2.9

Термические сопротивления замкнутых воздушных прослоек

Толщина воздушной прослойки, м	Значения термического сопротивления $R_{в.п}$, (м² · °С)/Вт, прослойки	
	горизонтальной при потоке теплоты снизу вверх и вертикальной	горизонтальной при потоке теплоты сверху вниз
0,01	0,13/0,15	0,14/0,15
0,02	0,14/0,15	0,15/0,19
0,05	0,14/0,17	0,17/0,22
0,1	0,15/0,18	0,18/0,23
0,15	0,15/0,19	0,19/0,24
0,2...0,3	0,15/0,19	0,19/0,24

Примечания: 1. В числителе — при положительной температуре воздуха в прослойке, в знаменателе — при отрицательной.

2. При оклейке одной или обеих поверхностей воздушной прослойки алюминиевой фольгой термическое сопротивление следует увеличивать в 2 раза.

участки, из которых одни могут быть однородными (однослойными) — из одного материала, а другие неоднородными — из слоев различных материалов, и термическое сопротивление ограждающей конструкции R_a определяют по формуле

$$R_a = \frac{F_1 + F_2 + ... + F_n}{\frac{F_1}{R_1} + \frac{F_2}{R_2} + ... + \frac{F_n}{R_n}}, \qquad (2.6)$$

где $F_1, F_2, ..., F_n$ — площади отдельных участков конструкции (или части ее), м²; $R_1, R_2, ..., R_n$ — термические сопротивления указанных отдельных участков конструкции, определяемые по формуле (2.3) для однородных участков и по формуле (2.5) для неоднородных участков.

Затем ограждающую конструкцию (или часть ее, взятую для определения R_a) условно разрезают на слои плоскостями, перпендикулярными направлению теплового потока. Одни из этих слоев также могут быть однородными — из одного материала, а другие неоднородными — из однослойных участков разных материалов.

Термическое сопротивление однородных слоев находят по формуле (2.3), неоднородных слоев — по формуле (2.5), а термическое сопротивление ограждающей конструкции R_b определяют как сумму термических сопротивлений отдельных однородных и неоднородных слоев — по формуле (2.5).

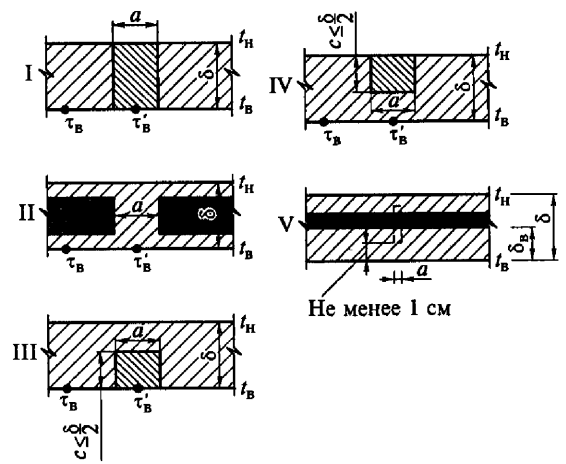


Рис. 2.3. Варианты схем теплопроводных включений в ограждающие конструкции

Приведенное термическое сопротивление ограждающей конструкции рассчитывают по формуле

$$R_к^{пр} = \frac{R_a + 2R_b}{3}. \quad (2.7)$$

Если R_a превышает R_b более чем на 25 % или ограждающая конструкция имеет выступы на поверхности, то приведенное термическое сопротивление $R_к^{пр}$ определяют на основании расчета температурного поля в такой последовательности.

Определив $t_в$ и $t_н$, находят средние температуры внутренней $\tau_{в.ср}$ и наружной $\tau_{н.ср}$ поверхностей ограждающей конструкции, после чего вычисляют расчетный тепловой поток, Вт/м^2,

$$q^{расч} = \alpha_в (t_в - \tau_{в.ср}) = \alpha_н (\tau_{н.ср} - t_н), \quad (2.8)$$

где $\alpha_в$, $t_в$ и $t_н$ — то же, что в формуле (2.1); $\alpha_н$ — то же, что в формуле (2.4).

Затем определяют приведенное термическое сопротивление неоднородной конструкции

$$R_к^{пр} = \frac{\tau_{в.ср} - \tau_{н.ср}}{q^{расч}}. \quad (2.9)$$

Приведенное фактическое сопротивление теплопередаче R_0, (м^2·°С)/Вт, неоднородной ограждающей конструкции находят по формуле

$$R_0 = \frac{t_в - t_н}{q^{расч}}, \quad (2.10)$$

где $t_в$ и $t_н$ — то же, что в формуле (2.1); $q^{расч}$ — то же, что в формуле (2.8).

Приведенное фактическое сопротивление теплопередаче наружных панельных стен жилых зданий можно определять по формуле

$$R_0 = R_0^{усл} r, \quad (2.11)$$

где $R_0^{усл}$ — сопротивление теплопередаче панельных стен, условно определяемое по формуле (2.4) без учета теплопроводных включений, (м^2·°С)/Вт; r — коэффициент, учитывающий влияние стыков, обрамляющих ребер и других теплопроводных включений (принимается на основании расчета температурного поля или находится экспериментально).

Внутренние поверхности ограждающей конструкции по теплопроводному включению (диафрагма, сквозной шов из раствора, стык панелей, жесткие связи стен облегченной кладки, элементы

фахверка и др.), если не допускается выпадения конденсата по включению, должны иметь температуру не ниже точки росы внутреннего воздуха при расчетной зимней температуре наружного воздуха, или, если допускается кратковременное (не более 5 сут) образование конденсата по включению, — при средней температуре наиболее холодной пятидневки наружного воздуха.

Для определения точки росы в местах теплопроводных включений ограждающих конструкций относительную влажность внутреннего воздуха жилых зданий, больничных учреждений, диспансеров, амбулаторно-поликлинических учреждений, родильных домов, домов-интернатов для престарелых и инвалидов, общеобразовательных детских школ, детских садов, яслей и детских домов принимают равной 55 %, а всех других общественных зданий — 50 %.

Температуру внутренней поверхности $\tau_в$, °С, ограждающей конструкции без теплопроводного включения определяют по формуле

$$\tau_в = t_в - \frac{t_в - t_н}{R_0 \alpha_в}, \quad (2.12)$$

где $t_в$, $t_н$ и $\alpha_в$ — то же, что в формуле (2.1); R_0 — то же, что в формуле (2.4).

В местах теплопроводных включений низшую температуру внутренней поверхности $\tau'_в$, °С, ограждающей конструкции можно определять по формуле

$$\tau'_в = t_в - \frac{t_в - t_н}{R_0^{усл} \alpha_в}\left[1 + \eta\left(\frac{R_0^{усл}}{R'_0} - 1\right)\right], \quad (2.13)$$

где R'_0 и $R_0^{усл}$ — сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции, (м^2·°С)/Вт, соответственно в местах теплопроводных включений и вне этих мест, определяемые по формуле (2.4); η — коэффициент, принимаемый по табл. 2.10 и 2.11.

Экономически целесообразное термическое сопротивление теплоизоляционного слоя (утеплителя) $R_{ут}^{эк}$, (м^2·°С)/Вт, многослойной ограждающей конструкции, а также однородной (однослойной) конструкции предварительно можно определять по формуле

$$R_{ут}^{эк} = 60\sqrt{\frac{0{,}85(t_в - t_{от.пер}) z_{от.пер} m C_т l_т}{\lambda_{ут} C_{ут} E_{н.п}}}, \quad (2.14)$$

где $t_в$ — расчетная температура внутреннего воздуха, °С, принимаемая по нормам проектирования соответствующих зданий и сооружений; $t_{от.пер}$ — средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °С; $z_{от.пер}$ — продолжительность отопительного периода, ч; m — коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты на инфильтрацию наружного воздуха, принимаемый равным 1,05; $C_т$ — стоимость тепловой энергии, руб./Дж, опреде-

Таблица 2.10

Коэффициент η при различных схемах теплопроводных включений в ограждающую конструкцию

Номер схемы (см. рис. 2.3)	Значения η при $\frac{a}{\delta}$								
	0,02	0,06	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5
I	0,12	0,24	0,38	0,55	0,74	0,83	0,87	0,90	0,95
II	0,07	0,15	0,26	0,42	0,62	0,73	0,81	0,85	0,94
III	0,25	0,50	0,96	1,26	1,27	1,21	1,16	1,10	1,00
IV	0,04	0,10	0,17	0,32	0,50	0,62	0,71	0,77	0,89

Примечания: 1. При $\frac{a}{\delta} > 1,5$ низшую температуру внутренней поверхности ограждающей конструкции следует рассчитывать по формуле (2.12).

2. При промежуточных значениях $\frac{a}{\delta}$ коэффициент можно определять интерполяцией.

Таблица 2.11

Коэффициент η при V схеме (см. рис. 2.3) теплопроводных включеинй

$\frac{\delta_в}{\delta}$	Значения η при $\frac{a}{\delta}$							
	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18
0,5	0,011	0,025	0,044	0,071	0,102	0,136	0,17	0,205
0,25	0,006	0,014	0,025	0,04	0,054	0,074	0,092	0,112

Примечание. В пределах указанных в табл. 2.10 значений $\frac{a}{\delta}$ коэффициент η можно определить интерполяцией.

ляемая по действующему прейскуранту; $l_т$ — коэффициент, учитывающий изменение стоимости тепловой энергии на перспективу; $\lambda_{ут}$ — расчетный коэффициент теплопроводности материала теплоизоляционного слоя многослойной ограждающей конструкции или однородной (однослойной) ограждающей конструкции, Вт/(м · °С), принимаемый по СНиП II-3-86; $C_{ут}$ — стоимость материала теплоизоляционного слоя многослойной конструкции или стоимость однородной ограждающей конструкции, руб./м^3; $E_{н.п}$ — норматив для приведения разновременных затрат, принимаемый равным 0,08.

Экономически целесообразное сопротивление теплопередаче $R_0^{эк}$, (м^2 · °С)/Вт, многослойной или однослойной ограждающей конструкции предварительно определяют по формуле

$$R_0^{эк} = \frac{1}{\alpha_в} + \frac{1}{\alpha_н} + R_{ут}^{эк} + \sum R_{к.с}, \qquad (2.15)$$

где $\alpha_в$ и $\alpha_н$ — то же, что в формуле (2.4); $R_{ут}^{эк}$ — то же, что в формуле (2.14); $\sum R_{к.с}$ — сумма термических сопротивлений конструктивных слоев, (м^2 · °С)/Вт, многослойной ограждающей конструкции, определяемых по формуле (2.3).

Толщину теплоизоляционного слоя (утеплителя) многослойной ограждающей конструкции $\delta_{ут}$, м, а также толщину однородной (однослойной) конструкции предварительно определяют по формуле

$$\delta_{ут} = R_{ут}^{эк}\lambda_{ут}, \qquad (2.16)$$

где $R_{ут}^{эк}$ и $\lambda_{ут}$ — то же, что в формуле (2.14).

Путем анализа вариантов ограждающих конструкций с различным сопротивлением теплопередаче R_0 определяют экономически целесообразное сопротивление теплопередаче $R_0^{эк}$ исходя из условия обеспечения наименьших приведенных затрат $П$, руб./м^2, которые подсчитывают по формуле

$$П = C_д + \frac{(t_в - t_{от.пер})z_{от.пер}mC_т l_т}{R_0 E_{н.п}}3600, \qquad (2.17)$$

где $C_д$ — единовременные затраты (себестоимость строительно-монтажных работ), руб./м^2, определяемые по действующим для конкретного района нормативам для расчета сметной стоимости строительства; $t_в$, $t_{от.пер}$, $z_{от.пер}$, m, $C_т$, $l_т$, $E_{н.п}$ — то же, что в формуле (2.14); R_0 — сопротивление теплопередаче, (м^2 · °С)/Вт, ограждающей конструкции, принимаемое для вариантов расчета равным или близким значению, определенному по формуле (2.15).

2.5. Определение теплоустойчивости ограждающих конструкций

Для районов со среднемесячной температурой июля 21 °С и выше амплитуда колебаний $A_{τ_в}$ температуры внутренней поверхности ограждающих конструкций (наружных стен с тепловой инерцией менее 4 и покрытий с тепловой инерцией менее 5) не должна быть более требуемой амплитуды $A_{τ_в}^{тр}$, °С.

Это относится к зданиям жилых, больничных учреждений, детских домов, а также к производственным помещениям, в которых должны соблюдаться оптимальные нормы температуры и относительной влажности воздуха в рабочей зоне или по условиям техно-

логии должны поддерживаться постоянными температура и относительная влажность воздуха либо только температура. Требуемую амплитуду определяют по формуле

$$A_{\tau_в}^{тр} = 2,5 - 0,1(t_н - 21), \qquad (2.18)$$

где $t_н$ — среднемесячная температура наружного воздуха за июль, °С, принимаемая согласно СНиП 23-01-99.

Для внутренней поверхности ограждающих конструкций амплитуду колебаний температуры определяют по формуле

$$A_{\tau_в} = \frac{A_{t_н}^{расч}}{\nu}, \qquad (2.19)$$

где $A_{t_н}^{расч}$ — расчетная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха, °С; ν — коэффициент затухания расчетной амплитуды колебаний температуры наружного воздуха в ограждающей конструкции.

Расчетную амплитуду колебаний температуры наружного воздуха подсчитывают по формуле

$$A_{t_н}^{расч} = 0,5A_{t_н} + \frac{\rho(I_{max} - I_{ср})}{\alpha_н}, \qquad (2.20)$$

где $A_{t_н}$ — максимальная амплитуда суточных колебаний температуры наружного воздуха в июле, °С, принимаемая согласно СНиП 23-01-99; ρ — коэффициент поглощения солнечной радиации материалом наружной поверхности ограждающей конструкции, принимаемый согласно СНиП II-3-86; I_{max}, $I_{ср}$ — соответственно максимальное и среднее значения суммарной солнечной радиации (прямой и рассеянной), принимаемые согласно СНиП 23-01-99 для наружных стен, как для вертикальных поверхностей западной ориентации, и для покрытий, как для горизонтальной поверхности; $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции для летних условий, Вт/(м^2·°С), определяемый по формуле (2.24).

В ограждающей конструкции коэффициент затухания расчетной амплитуды колебаний температуры наружного воздуха можно определить по формуле

$$\nu = 0,9\mathbf{e}^{\frac{D}{\sqrt{2}}} \frac{(s_1 + \alpha_в)(s_2 + Y_1)\ldots(s_n + Y_{n-1})(\alpha_н + Y_n)}{(s_1 + Y_1)(s_2 + Y_2)\ldots(s_n + Y_n)\alpha_н}, \qquad (2.21)$$

где **e** — основание натуральных логарифмов (**e** = 2,718); D — тепловая инерция ограждающей конструкции, определяемая по формуле (2.2); $s_1, s_2, \ldots, s_n$ — то же, что в формуле (2.2); $Y_1, Y_2, \ldots, Y_{n-1}, Y_n$ —

коэффициенты теплоусвоения наружной поверхности отдельных слоев ограждающей конструкции, Вт/(м^2·°С), определяемые по формулам (2.22) и (2.23); $\alpha_в$ — то же, что в формуле (2.1); $\alpha_н$ — то же, что в формуле (2.20).

Порядок нумерации слоев для формулы (2.21) принят в направлении от внутренней поверхности к наружной.

Чтобы определить коэффициенты теплоусвоения наружной поверхности отдельных слоев ограждающей конструкции, нужно предварительно вычислить тепловую инерцию D каждого слоя по формуле (2.2). Коэффициент теплоусвоения Y наружной поверхности слоя с тепловой инерцией $D \geq 1$ принимают равным коэффициенту теплоусвоения s материала этого слоя конструкции.

Для наружной поверхности слоя с тепловой инерцией $D < 1$ коэффициент теплоусвоения Y определяют расчетным путем по формулам:

для первого слоя (считая от внутренней поверхности ограждающей конструкции)

$$Y_1 = \frac{R_1 s_1^2 + \alpha_в}{1 + R_1\alpha_в}; \qquad (2.22)$$

для i-го слоя

$$Y_i = \frac{R_i s_i^2 + Y_{i-1}}{1 + R_i Y_{i-1}}, \qquad (2.23)$$

где R_1 и R_i — термические сопротивления соответственно первого и i-го слоев ограждающей конструкции, (м^2·°С)/Вт, определяемые по формуле (2.3); s_1 и s_i — коэффициенты теплоусвоения материала соответственно первого и i-го слоев, Вт/(м^2·°С), принимаемые по СНиП II-3-86; $\alpha_в$ — то же, что в формуле (2.1).

Коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции, Вт/(м^2·°С), для летних условий определяют по формуле

$$\alpha_н = \left(5 + 10\sqrt{v_{min}}\right)1,16, \qquad (2.24)$$

где v_{min} — минимальная из средних скоростей ветра по румбам за июль, повторяемость которых составляет 16 % и более, принимаемая согласно СНиП 23-01-99, но не менее 1 м/с.

Для наружного воздуха коэффициент затухания расчетной амплитуды колебаний температуры в ограждающей конструкции можно определять по формулам:

в конструкциях с тепловой инерцией $D \geq 1,5$

$$\nu = 2^D\left(0,83 + 3,49\frac{R_к}{D}\right)\beta_1\beta_2, \qquad (2.25)$$

где $R_к$ — то же, что в формуле (2.5); $\beta_1 = 0,85 + 0,15\frac{s_{ут}}{s_н}$ (при однослойной конструкции $\beta_1 = 1$); $\beta_2 = 1 + 0,5R_{в.п}\frac{D}{R_к}$ (при отсутствии воздушных прослоек $\beta_2 = 1$). Здесь $s_{ут}$ и $s_н$ — расчетные коэффициенты теплоусвоения материала соответственно теплоизоляционного и наружного (отделочного или конструктивного) слоев, принимаемые по СНиП II-3-86; $R_{в.п}$ — то же, что в формуле (2.5);

в конструкциях с тепловой инерцией $D < 1,5$

$$\nu = R_0\alpha_в, \qquad (2.26)$$

где R_0 и $\alpha_в$ — то же, что в формуле (2.4).

2.6. Оценка сопротивления воздухопроницанию ограждающих конструкций

Ограждающие конструкции зданий и сооружений за исключением заполнений световых проемов (окон, балконных дверей и фонарей) должны иметь сопротивление воздухопроницанию $R_и$ не менее требуемого $R_и^{тр}$, (м^2·ч·Па)/кг, определяемого по формуле

$$R_и^{тр} = \frac{\Delta p}{G^н}, \qquad (2.27)$$

где Δp — разность давлений воздуха на наружной и внутренней поверхностях ограждающих конструкций, Па, определяемая по формуле (2.28); $G^н$ — нормативная воздухопроницаемость ограждающих конструкций, кг/(м^2·ч), принимаемая по табл. 2.12.

На наружной и внутренней поверхностях ограждающих конструкций разность давлений воздуха, Па, можно определять по формуле

$$\Delta p = 0,55H(\gamma_н - \gamma_в) + 0,03\gamma_н v_{max}^2, \qquad (2.28)$$

где H — высота здания (от поверхности земли до верха карниза), м; $\gamma_н$, $\gamma_в$ — удельный вес соответственно наружного и внутреннего воздуха, Н/м^3; v_{max} — максимальная из средних скоростей ветра по румбам за январь, повторяемость которых составляет 16 % и более, принимаемая согласно СНиП 23-01-99.

Удельный вес воздуха

$$\gamma = \frac{353}{273 + t}9,81, \qquad (2.29)$$

где t — температура воздуха, принимаемая для внутреннего воздуха (для определения $\gamma_в$), как в формуле (2.1), для наружного воздуха (для определения $\gamma_н$) — равной средней температуре наиболее холодной пятидневки.

Таблица 2.12

Нормативная воздухопроницаемость ограждающих конструкций зданий и сооружений

Ограждающие конструкции	$G^н$, кг/(м^2·ч)
Наружные стены, перекрытия и покрытия жилых и общественных зданий и вспомогательных зданий и помещений промышленных предприятий	0,5
Наружные стены, перекрытия и покрытия производственных зданий	1
Входные двери в квартиры	1,5
Окна и балконные двери жилых и общественных зданий, а также вспомогательных зданий и помещений промышленных предприятий; двери и ворота производственных зданий	10

Примечание. Воздухопроницаемость между панелями наружных жилых зданий должна быть не более 0,5 кг/(м^2·ч).

Таблица 2.13

Требуемое сопротивление воздухопроницанию

Производственные здания	$R_и^{тр}$, (м^2·ч·Па)/кг		
	окон	зенитных фонарей	светоаэрационных П-образных фонарей (в закрытом положении)
Со значительными избытками явной теплоты (более 23 Вт/м^3)	0,5	—	0,055
С незначительными избытками явной теплоты (до 23 Вт/м^3)	1,15	1,6	0,11
С кондиционированием воздуха	1,6	1,6	—

Для многослойной ограждающей конструкции сопротивление воздухопроницанию, (м^2·ч·Па)/кг, следует определять по формуле

$$R_и = R_{и1} + R_{и2} + \ldots + R_{ит}, \qquad (2.30)$$

где $R_{и1}$, $R_{и2}$, ... $R_{ит}$ — сопротивления воздухопроницанию отдельных слоев ограждающей конструкции, принимаемые по СНиП II-3-86.

У окон и балконных дверей жилых и общественных зданий сопротивление воздухопроницанию $R_и$ должно быть не менее требуемого, определяемого по формуле

$$R_и^{тр} = \frac{(\Delta p)^{2/3}}{G^н}, \qquad (2.31)$$

где Δp и $G^н$ — то же, что в формуле (2.27).

Требуемое сопротивление воздухопроницанию окон и фонарей производственных зданий следует принимать по табл. 2.13.

Контрольные вопросы

1. Какие требования для рациональной организации отопления предъявляются к выбору площадки для строительства зданий?
2. Каким требованиям должны удовлетворять производственные здания и сооружения для рациональной организации отопления и вентиляции?
3. Что подразумевают под степенью огнестойкости зданий?
4. На какие категории по взрывопожарной и пожарной опасности подразделяют производственные помещения?
5. Какие новые виды ограждающих конструкций и материалов для зданий вы знаете?
6. Какое сопротивление теплопередаче называют экономически целесообразным и чем оно отличается от сопротивления теплопередаче по санитарно-гигиеническим условиям?
7. Как определяют тепловые сопротивления ограждающих конструкций?
8. Как влияют тепловые включения на расчет сопротивлений теплопередаче?
9. Что подразумевают под теплоустойчивостью ограждающих конструкций?
10. Как определить амплитуду колебаний температуры внутренней поверхности ограждающих конструкций?
11. Что подразумевают под сопротивлением воздухопроницанию ограждающих конструкций?
12. Как определить сопротивление воздухопроницанию многослойной ограждающей конструкции?

Глава 3
СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

3.1. Санитарно-гигиенические требования к системам отопления

Большое влияние на человека оказывает микроклимат производственных помещений. Он определяется действующим на организм человека сочетанием температуры, влажности и скорости движения воздуха, а также температуры окружающих поверхностей.

Параметры воздуха в помещениях необходимо обеспечивать с учетом расчетных параметров наружного воздуха, указанных в табл. 3.1.

Для жилых, общественных, административно-бытовых и производственных помещений при проектировании систем вентиляции, воздушного душирования и кондиционирования третьего класса для теплого периода года следует принимать параметры А наружного воздуха, а при проектировании систем отопления, вентиляции, воздушного душирования и кондиционирования для холодного периода года и систем кондиционирования первого класса для теплого периода года — параметры Б. При расчете систем кондиционирования второго класса следует принимать температуру наружного воздуха для теплого периода года на 2 °С и удельную энтальпию на 2 кДж/кг ниже установленных для параметров Б.

Микроклимат оценивают в рабочей зоне, т.е. в пространстве высотой до 2 м над уровнем пола или площадки, на которой находится рабочее место.

Постоянную температуру тела организм человека поддерживает благодаря свойству терморегуляции, т.е. способности регулировать отдачу теплоты в окружающую среду. Организм отдает теплоту путем излучения (45 %), конвекции (30 %) и испарения (20 %). Примерно 5 % теплоты расходуется на нагрев пищи и вдыхаемого воздуха.

Теплообмен организма зависит от его физического напряжения, окружающих условий и избыточной теплоты, выделяемой в ходе технологических процессов. Источниками тепловых излучений являются наружные стенки нагретого оборудования, горячие трубопроводы, электрические провода и кабели, электрические

Таблица 3.1

Расчетные параметры наружного воздуха в теплый/холодный периоды года

Город	Расчетная географическая широта, градус северной широты	Параметры А			Параметры Б		
		Температура воздуха, °С	Удельная энтальпия, кДж/кг	Скорость ветра, м/с	Температура воздуха, °С	Удельная энтальпия, кДж/кг	Скорость ветра, м/с
Абакан	52	23,8 / –27	51,1 / –26,8	1 / 1	28 / –40	54,4 / –42,3	1 / 1
Братск	56	22,5 / –30	49 / –29,7	1 / 2	27,7 / –43	53,2 / –43,1	1 / 2
Верхоянск	68	19,2 / –51	46,1 / –51,1	1 / 1,5	26,1 / –59	48,1 / –59,3	1 / 1
Владивосток	44	23,6 / –16	57,8 / –14,2	4,7 / 14,8	23,4 / –24	61,5 / –25,3	4,7 / 13,5
Грозный	44	28,8 / –5	63,2 / 0	1 / 6,3	34,9 / –18	66,6 / –16,2	1 / 5,3
Дудинка	68	17,2 / –35	47,3 / –35,2	4 / 4,2	22,4 / –46	49,9 / –46,1	4 / 4,5
Елабуга	56	23,9 / –19	51,1 / –17,3	3,7 / 0,4	28,3 / –33	54,4 / –28,7	3,7 / 3,2
Златоуст	56	20 / –20	47,7 / –18,8	3,6 / 3,5	25,4 / –34	51,9 / –29,7	3,6 / 3
Иваново	56	22,2 / –16	40,8 / –14,2	2,8 / 4,2	27 / –29	52,8 / –28,6	2,8 / 3,6
Калининград	56	20,6 / –7	48,6 / –2,9	4,3 / 7,8	24,1 / –18	52,8 / –16,3	4,3 / 7
Калуга	56	22,4 / –14	50,2 / –11,7	1 / 4,8	26,3 / –27	53,6 / –26,5	1 / 3,2
Липецк	52	24,4 / –15	50,2 / –13	4,1 / 6,5	28,7 / –27	54,8 / –26,5	4,1 / 5,4
Москва	56	22,3 / –15	49,4 / –11,7	1 / 4,7	28,5 / –26	54 / –25,3	1 / 4
Мурманск	68	16,6 / –18	41,4 / –16,3	3,8 / 8,7	22 / –27	42,7 / –26,6	3,8 / 8,4
Новгород	60	20,8 / –12	48,6 / –9,2	4 / 5	24,5 / –27	52,8 / –26,8	4 / 5

Окончание табл. 3.1

Город	Расчетная географическая широта, градус северной широты	Параметры А			Параметры Б		
		Температура воздуха, °С	Удельная энтальпия, кДж/кг	Скорость ветра, м/с	Температура воздуха, °С	Удельная энтальпия, кДж/кг	Скорость ветра, м/с
Новокузнецк	52	24,1 / –23	51,5 / –22,2	1 / 2,5	27,5 / –39	54,4 / –38,1	1 / 2
Новороссийск	44	26,7 / –2	60,3 / 3,8	1 / 15,4	30,1 / –13	65,7 / –10,5	1 / 17,5
Омск	56	22,4 / –23	49,4 / –22,2	3,7 / 6	27,7 / –37	53,6 / –36,8	3,7 / 5
Пенза	52	23,8 / –17	51,1 / –15,5	1 / 4,4	28,4 / –29	54 / –28,8	1 / 3,8
Пермь	56	21,8 / –20	50,2 / –18,9	1 / 1,9	26,3 / –35	53,2 / –34,9	1 / 4,2
Ростов-на-Дону	48	27,3 / –8	57,4 / –4,2	3,6 / 12	31,9 / –22	60,7 / –20,9	3,6 / 8
Санкт-Петербург	60	20,6 / –11	48,1 / –8	1 / 3,5	24,8 / –26	51,5 / –25,3	1 / 3
Тобольск	60	21,2 / –22	49,8 / –20,9	4,1 / 5,5	26,4 / –39	54,4 / –39	41 / 4,6
Томск	56	21,7 / –25	49 / –24,3	1 / 4,7	25,9 / –40	52,8 / –40	1 / 3
Уфа	56	23,4 / –19	50,7 / –17,6	1 / 3,4	28 / –35	54,4 / –34,5	1 / 4,2
Хабаровск	48	24,1 / –23	60,7 / –22,2	4,6 / 8,4	28,4 / –31	65 / –30,8	4,6 / 6,8
Хибины	68	18,1 / –19	44,8 / –17,6	3,2 / 5,5	22 / –30	46,1 / –29,5	3,2 / 5,5
Челябинск	56	22,8 / –21	48,1 / –18,8	3,2 / 5	27,3 / –34	52,3 / –33,5	3,2 / 4,8
Эльтон	48	29,4 / –14	56,5 / –11,7	1 / 9	33,2 / –26	59,6 / –25,6	1 / 8
Якутск	62	23 / –45	48,1 / –45,2	1 / 1	28,6 / –55	52,3 / –55,3	1 / 1
Ярославль	58	21,6 / –16	49,8 / –14,2	3,9 / 4,8	25,8 / –31	52,8 / –30,6	3,9 / 4

Таблица 3.2

Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне помещений жилых зданий и общежитий в холодный период года

Помещение	Температура воздуха, °С		Результирующая температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/с	
	оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая, не более	оптимальная	допустимая, не более
Жилая комната	20...22	18...24 (20...24)	19...20	17...30 (19...23)	45...30	60	0,15	0,2
Помещение для отдыха и учебных занятий	20...22	18...24	19...21	17...23	45...30	60	0,15	0,2
Межквартирный коридор	18...20	16...22	17...19	15...21	45...30	60	0,15	0,2
Вестибюль, лестничная клетка	16...18	14...20	15...17	13...19	НН	НН	0,2	0,3
Кладовая	16...18	12...22	15...17	11...21	НН	НН	НН	НН

Примечания: 1. НН — не нормируется.
2. Значения в скобках относятся к домам для престарелых и семей с инвалидами.

машины и аппараты, расплавленные и раскаленные металлы и др. Повышение температуры воздуха сверх оптимального значения нарушает терморегуляцию организма; тело человека уже не отдает теплоту, а, наоборот, нагревается. Температура тела вначале медленно, а затем все быстрее нарастает, человек ощущает слабость. С усиленным выделением пота организм человека теряет воду и соли, затрудняется работа кровеносной системы. Такой перегрев может быть причиной расстройства сердечно-сосудистой системы.

Поэтому проектируемые системы отопления должны отвечать санитарно-гигиеническим требованиям, обеспечивая:

параметры микроклимата и чистоту воздуха в обслуживаемой зоне помещений жилых, общественных, административно-бытовых зданий в пределах допустимых или оптимальных норм;

Таблица 3.3

Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне помещений общественных зданий в холодный период года

Помещение	Температура воздуха, °С		Результирующая температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/с	
	оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая, не более	оптимальная, не более	допустимая, не более
Категории 1	20...22	18...24	19...20	17...23	45...30	60	0,2	0,3
Категории 2	19...21	18...23	18...20	17...22	45...30	60	0,2	0,3
Категории 3	19...21	18...26	18...20	17...25	НН	НН	0,15	0,2
Категории 3а	19...21	18...26	18...20	17...25	НН	НН	0,15	0,2
Категории 3б	24...26	18...26	23...27	17...26	НН	НН	0,15	0,2
Категории 3в	20...22	18...24	19...21	17...23	45...30	60	0,15	0,2
Категории 4	18...20	16...22	17...19	15...21	45...30	60	0,15	0,2
Спальня: для ясельных и младших групп	20...22	19...23	19...21	18...22	45...30	60	0,1	0,15
для средних и дошкольных групп	19...21	18...23	18...22	17...22	45...30	60	0,1	0,15

Примечание. НН — не нормируется.

Таблица 3.4

Оптимальные нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха на рабочих местах производственных помещений в холодный период года

Категория работ по уровню энергозатрат, Вт	Температура воздуха, °С	Температура поверхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с, не более
Ia (до 139)	22...24	21...25	60...40	0,1
Iб (140...174)	21...23	20...24	60...40	0,1
IIa (175...232)	19...21	18...22	60...40	0,2
IIб (233...290)	17...19	16...20	60...40	0,2
III (более 290)	16...13	15...19	60...40	0,3

параметры микроклимата и чистоту воздуха в рабочей зоне производственных, лабораторных и складских помещений в зданиях любого назначения в пределах допустимых или оптимальных норм;

допустимые уровни шума и вибрации от работы систем и оборудования.

Таблица 3.5

Допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха на рабочих местах производственных помещений в холодный период года

Категория работ по уровню энергозатрат, Вт	Температура воздуха, °С		Температура поверхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с, не более	
	Диапазон ниже оптимальных значений	Диапазон выше оптимальных значений			Для диапазона температур воздуха ниже оптимальных значений	Для диапазона температур воздуха выше оптимальных значений
Ia (до 139)	20,0...21,9	24,1...25,0	19,0...26,0	15...75	0,1	0,1
Iб (140...174)	19,0...20,9	23,1...24,0	18,0...25,0	15...75	0,1	0,2
IIa (175...232)	17,0...18,9	21,1...23,0	16,0...24,0	15...75	0,1	0,3
IIб (233...290)	15,0...16,9	19,1...22,0	14,0...23,0	15...75	0,2	0,4

Примечание. Относительная влажность воздуха не должна превышать 70 % при температуре воздуха 25 °С, 65 % при 26 °С, 60 % при 27 °С, 55 % при 28 °С.

Кроме того, системы отопления должны удовлетворять требованиям надежности, пожаро- и взрывобезопасности и энергоэффективности.

Параметры микроклимата в обслуживаемой зоне помещений жилых зданий следует обеспечивать в соответствии с ГОСТ 30494 (табл. 3.2).

Параметры микроклимата в обслуживаемой зоне помещений общественных зданий следует обеспечивать в пределах оптимальных или допустимых норм также в соответствии с ГОСТ 30494 (табл. 3.3).

Параметры микроклимата в рабочей зоне помещений производственных зданий следует обеспечивать в пределах оптимальных или допустимых норм в соответствии с санитарными правилами (СанПиН) 2.2.4.548 (табл. 3.4 и 3.5).

3.2. Назначение и классификация систем отопления

В производственных сооружениях, зданиях и помещениях любого назначения с постоянным или длительным (более 2 ч) пребыванием людей, в помещениях во время проведения основных и ремонтно-восстановительных работ, а также в помещениях, в которых постоянная температура необходима по технологическим условиям, следует предусматривать соответствующую систему отопления для поддержания требуемых температур внутреннего воздуха в холодный период года.

При выборе системы отопления, вида и параметров теплоносителя, а также типов нагревательных приборов необходимо учитывать тепловую инерцию ограждающих конструкций, а также характер и назначение зданий и сооружений (СНиП 2.04.05-91).

Системы отопления являются неотъемлемой частью здания, поэтому они должны удовлетворять санитарно-гигиеническим, технико-экономическим, архитектурно-строительным и монтажно-эксплуатационным требованиям.

Санитарно-гигиенические требования (см. подразд. 3.1) предусматривают обеспечение заданной температуры воздуха в отапливаемых помещениях, а также поддержание температуры поверхности отопительных приборов, исключающей возможность ожогов и пригорания пыли.

Технико-экономические требования заключаются в том, чтобы расходы на сооружение и эксплуатацию отопительной системы были минимальными.

Архитектурно-строительные требования предусматривают взаимную увязку всех элементов отопительной системы (отопительных приборов, трубопроводов и другого оборудования) со строительными архитектурно-планировочными решениями помещений,

обеспечение сохранности строительных конструкций на протяжении всего срока эксплуатации здания.

Монтажно-эксплуатационные требования к системам отопления заключаются в том, что системы отопления должны соответствовать современному уровню механизации и индустриализации заготовительных и монтажных работ, обеспечивать надежность работы в течение всего срока их эксплуатации, быть достаточно простыми в обслуживании.

Системы отопления включают в себя три основных элемента: источник теплоты, теплопроводы и отопительные приборы.

Системы отопления классифицируют по виду используемого теплоносителя, способу перемещения теплоносителя и месту расположения источника теплоты (табл. 3.6).

Наиболее эффективны в санитарно-гигиеническом отношении системы водяного и парового отопления, в которых в качестве теплоносителя используют соответственно горячую воду и водяной пар. Однако и эти системы применяют с ограничениями. Их установка не допускается в помещениях, в которых хранятся или применяются карбид кальция, калий, натрий, литий и другие вещества, способные при взаимодействии с водой загораться, взрываться или разлагаться с выделением взрывоопасных веществ, а также в помещениях, в которых возможно выделение в воздух или осаждение на поверхности строительных конструкций и оборудования веществ, способных к самовоспламенению при соприкосновении с горячими поверхностями нагревательных приборов и трубопроводов (например, паров сероуглерода). Во всех случаях поверхности нагревательных приборов не должны иметь температуру выше 150 °С. При наличии в помещениях невзрывоопасной, органической, возгоняемой или неядовитой пыли эта температура не должна превышать 110 °С. Известно, что уже при температуре 80 °С могут происходить возгонка, разложение и пригорание органической пыли, сопровождаемое неприятным запахом гари. Нагревательные приборы должны иметь гладкую поверхность, удобную для систематической очистки. Нагретые поверхности отопительных приборов представляют опасность при наличии в пыли органических веществ, например целлулоида, диэтилового эфира и других легковоспламеняющихся и разделяющихся веществ.

Наиболее безопасным является воздушное отопление, при котором нагревание воздуха производится в калориферах. В таких системах в качестве теплоносителя обычно используют горячую воду или пар. Однако в отдельных случаях для подогрева воздуха допускается применение газа [в зданиях I и II степеней огнестойкости с производственными помещениями категорий Г и Д (см. табл. 2.3) при условии удаления продуктов горения непосредственно наружу] и электрической энергии.

Таблица 3.6

Классификация систем отопления

По виду теплоносителя	По способу перемещения теплоносителя	По месту расположения источника теплоты	Примечание
Водяные	С принудительным побуждением	Центральные местные	Двух- и однотрубные
	С естественным побуждением	Местные	
Паровые	Низкого давления	—	С самотечным возвратом конденсата
	Высокого давления	—	С конденсатным баком и насосом
Воздушные	Совместные с вентиляцией	—	Прямоточные
	Рециркуляционные	—	—
Печные (огневоздушные)	С естественным побуждением	Местные печи умеренного прогрева, повышенного прогрева, непрерывного горения, отопительно-варочные	Топливо — торф, дрова
		Нетеплоемкие и теплоемкие	Топливо — уголь, газ
Радиационные	То же	Местные лучистые отопители	Топливо — газ
Электрические	С промежуточным теплоносителем (вода, специальная жидкость, воздух)	Местные	—
	С непосредственным обогревом помещения	»	—

Для обогрева коттеджей, квартир, офисов, мастерских, торговых павильонов, складов, ванных комнат и ряда других помещений в настоящее время стали применять электрокамины, электрокалориферы, подогреваемые полы и другие электрифицированные отопительные приборы отечественного и зарубежного производства.

3.3. Определение потерь теплоты здания через наружные ограждения

Для обеспечения в помещениях параметров воздуха в пределах допустимых норм (см. табл. 3.2...3.5) при расчете тепловой мощности системы отопления необходимо учитывать:

потери теплоты через ограждающие конструкции зданий и помещений;

расход теплоты на нагревание инфильтрующегося в помещения наружного воздуха;

расход теплоты на нагревание материалов и транспортных средств, поступающих в помещения;

приток теплоты, регулярно поступающей в помещения от электрических приборов, освещения, технологического оборудования и других источников.

Потери теплоты через внутренние ограждающие конструкции помещений не учитывают, если разность температур в этих помещениях менее 10 °С.

При выборе оборудования для отопления зданий исходным является расчет тепловых потерь сквозь наружные строительные ограждения здания — стены, перекрытия, покрытия, полы и проемы (окна, фонари, двери и ворота).

Основные потери теплоты здания Q, Вт, складываются из потерь теплоты всеми ограждающими конструкциями:

$$Q_o = \sum_{i=1}^{m} Q_i, \qquad (3.1)$$

где Q_i — потери теплоты каждой i-й ограждающей конструкцией.

Они определяются по формуле

$$Q_i = F_i k_i (t_в - t_н) n, \qquad (3.2)$$

где F_i — расчетная площадь i-й ограждающей конструкции, м^2; k_i — коэффициент теплопередачи i-й ограждающей конструкции, Вт/(м^2 · °С), определяемый по формуле (1.18); $t_н$ — расчетная температура наружного воздуха, °С, принимаемая по табл. 3.1; $t_в$ — расчетная температура воздуха рабочей зоны помещения, °С, принимаемая по табл. 3.2...3.5; n — коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху, принимаемый по табл. 2.5.

Расчетную площадь F_i каждого элемента ограждающих конструкций определяют путем перемножения его линейных размеров, указанных на рис. 3.1 (с точностью до 0,1 м^2). Длину наружных стен угловых помещений измеряют от осей внутренних стен до внешних поверхностей угла, а наружных стен неугловых комнат — между осями внутренних стен. Высоту наружных стен первого этажа измеряют с учетом конструкции пола. Если пол размещен на грунте, то измеряют расстояние от уровня чистого пола первого этажа до уровня чистого пола второго этажа, а если пол расположен над неотапливаемым подвалом, то от нижней плоскости конструкции пола первого этажа до уровня чистого пола второго этажа. Если пол сконструирован на лагах, то измеряют высоту от уровня земли до уровня чистого пола второго этажа. Высоту стен у промежуточных этажей здания измеряют между уровнем чистого пола соответствующих этажей, а верхнего этажа — от уровня чистого пола этого этажа до утепляющего слоя чердачного перекрытия. Площади окон, фонарей, дверей измеряют по наименьшему размеру в свету, а перекрытий (чердаков, неотапливаемых полов) — по расстоянию между осями внутренних стен. Площадь полов, лежащих на грунте или лагах, рассчитывают по зонам, представляющим собой полосы шириной 2 м, условно проведенные параллельно наружным стенам. У угловых помещений площадь первой зоны в углу наружных стен учитывают дважды.

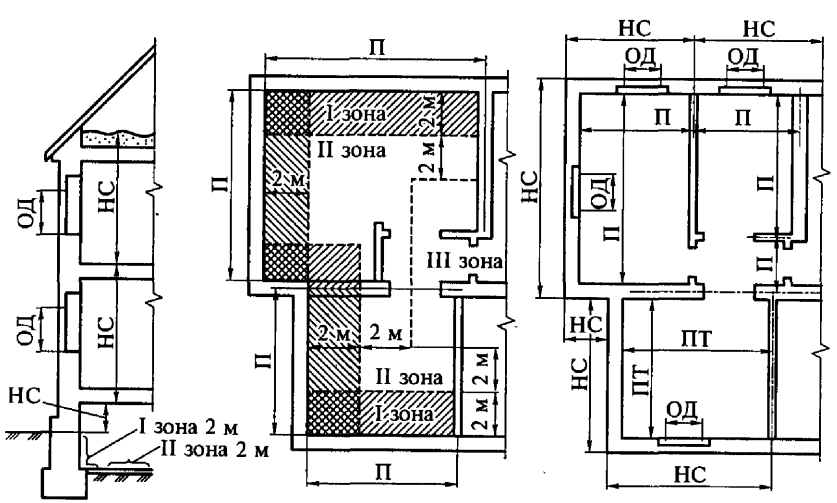


Рис. 3.1. Примеры обмера наружных ограждающих конструкций и пола здания:

НС — наружная стена; ОД — окно двойное; П — пол; ПТ — пол теплый

Потери теплоты подземной частью наружных стен определяют так же, как и для неутепленных полов на грунте, но разбивку на зоны начинают в этом случае у стен от уровня пола. При наличии утеплителя в конструкции пола нужно обязательно учитывать термическое сопротивление слоя утеплителя

$$R^{у}_{пол} = R_{пол} + \delta/\lambda, \qquad (3.3)$$

где $R_{пол}$ — сопротивление теплопередаче пола без утеплителя, (м²·°С)/Вт; δ — толщина слоя утеплителя, м; λ — коэффициент теплопроводности утепляющего слоя, Вт/(м·°С).

При утепленном полу, расположенном на лагах, его сопротивление теплопередаче следует рассчитывать по формуле

$$R^{ул}_{пол} = 1{,}18(R_{пол} + \delta/\lambda). \qquad (3.4)$$

Добавочные потери теплоты ограждающими конструкциями помещений оценивают в долях от основных потерь с помощью коэффициентов β_1 и β_2.

В помещениях любого назначения добавочные потери теплоты через наружные вертикальные и наклонные стены, двери и окна, ориентированные на север, восток, северо-восток и северо-запад учитывают при помощи коэффициента β_1, принимаемого равным 0,1, на юго-восток и запад — 0,05; в угловых помещениях — дополнительно по 0,05 на каждую стену, дверь и окно, если одно из указанных ограждений ориентировано на север, восток, северо-восток или северо-запад, и по 0,1 в других случаях.

При помощи коэффициента β_2 учитывают добавочные потери:

через необогреваемые полы первого этажа над холодными подпольями зданий в местностях с расчетной температурой наружного воздуха –40 °С и ниже (параметры Б); в этом случае $\beta_2 = 0{,}05$;

через наружные двери, не оборудованные воздушными или воздушно-тепловыми завесами. Для тройных дверей с двумя тамбурами между ними принимают $\beta_2 = 0{,}2H$; для двойных дверей с тамбурами между ними $\delta_2 = 0{,}27H$; для двойных дверей без тамбура $\beta_2 = 0{,}34H$; для одинарных дверей $\beta_2 = 0{,}22H$, где H — высота здания, м, от средней планировочной отметки земли до верха карниза, центра вытяжных отверстий фонаря или устья шахты;

через наружные ворота, не оборудованные воздушными или воздушно-тепловыми завесами; принимают $\beta_2 = 3$ при отсутствии тамбура и $\beta_2 = 1$ при наличии тамбура у ворот.

Общие потери теплоты определяют, суммируя основные и добавочные потери теплоты через каждую из ограждающих конструкций,

$$Q_{общ} = \sum_{i=1}^{m} Q_i\,(1+\beta_1+\beta_2) = \sum_{i=1}^{m} F_i k_i\,(t_в - t_н)(1+\beta_1+\beta_2)n. \qquad (3.5)$$

Таблица 3.7

Расчет теплопотерь здания

№ п/п	Помещение: №	Помещение: Наименование и температура, $t_в$, °С	Характеристика ограждения: Наименование	Характеристика ограждения: Ориентация	Характеристика ограждения: Размер, м	Характеристика ограждения: Площадь, м²	Характеристика ограждения: Коэффициент теплопередачи k, Вт/(м²·°С)	Расчетная разность температур Δt, °С	Коэффициент ориентации здания n	Основные потери теплоты Q_o, Вт	Добавочные потери теплоты: связанные с ориентацией	Добавочные потери теплоты: на нагревание врывающегося воздуха	Добавочные потери теплоты: суммарные	Общие потери теплоты через ограждения здания $Q_{общ}$, Вт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

Полученный результат округляют до 10 Вт.

Расчеты основных и дополнительных потерь теплоты через отдельные ограждения каждого помещения здания следует вести в табличной форме (табл. 3.7).

3.4. Определение тепловой мощности отопительных устройств

Тепловую мощность отопительных приборов $Q_{пр}$, Вт, размещаемых в каждом отапливаемом помещении, определяют с учетом общих потерь теплоты через ограждающие конструкции $Q_{общ}$, теплоты, расходуемой на нагревание подаваемого принудительной вентиляцией или инфильтрующегося воздуха $Q_{воз}$, поступающих в цех холодных материалов и въезжающих в помещения цехов средств транспорта $Q_{мт}$, а также теплоты от бытовых источников в жилых помещениях $Q_{быт}$ (газовые или электрические плиты, стиральные машины, кухонные комбайны), оборудования и теплоизлучающих материалов в производственных цехах $Q_{об}$ (печи, ванны, металлопрокат и др.), электроосвещения и электрооборудования $Q_{эл}$.

Для производственных помещений

$$Q_{пр} = Q_{общ} + Q_{воз} + Q_{мт} - Q_{об} - Q_{эл}. \qquad (3.6)$$

Для промышленных предприятий затраты теплоты на *нагревание инфильтрующегося наружного воздуха* определяют по формуле

$$Q_{воз} = 0,28\sum G_{воз} c\left(t_в - t_н\right)K, \qquad (3.7)$$

где $\sum G_{воз}$ — масса инфильтрующегося в единицу времени воздуха через все ограждающие конструкции помещения, кг/ч; c — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг · °С); $t_в$, $t_н$ — расчетные температуры, °С, воздуха в помещении и наружного воздуха в холодный период года (параметры Б); K — коэффициент учета влияния встречного теплового потока в конструкциях, равный 0,7 для стыков панелей стен и для окон с тройными переплетами, 0,8 для окон с раздельными переплетами и 1 для одинарных окон и открытых проемов.

Затраты теплоты на нагревание воздуха, удаляемого из помещений жилых и общественных зданий при естественной вытяжной вентиляции, не компенсируемые подогретым приточным воздухом,

$$Q_{воз} = 0,28L_п\rho c(t_в - t_н)K, \qquad (3.8)$$

где $L_п$ — объемный расход удаляемого воздуха, м³/ч; ρ — плотность наружного воздуха, кг/м³.

Количество воздуха, инфильтрующегося в помещение через неплотности наружных ограждающих конструкций, определяют по формуле

$$\sum G_{воз} = \frac{0,21\sum \Delta p_1^{0,67} F_1}{R_{и1}} + \frac{\sum \Delta p_2^{0,5} F_2}{R_{и2}} + \sum \Delta p_3^{0,5} l, \qquad (3.9)$$

где F_1, $R_{и1}$ — соответственно площадь окон и фонарей и их сопротивление воздухопроницанию (табл. 3.8); F_2, $R_{и2}$ — соответственно площадь наружных и внутренних дверей, ворот и открытых проемов и их сопротивление воздухопроницанию (для дверей помещения следует принимать равным 0,3, (м²· ч · Па)/кг, для дверей при выходе из коридоров на открытые пожарные лестницы — 0,47, (м²· ч · Па)/кг, для наружных дверей при входе в здание через тамбур — 0,14, (м²· ч · Па)/кг, для ворот и проемов — по расчету); Δp_1 — разность давлений воздуха на наружной и внутренней поверхностях окон и фонарей; Δp_2 — то же, наружных дверей, ворот и открытых проемов; Δp_3 — то же, стыков стеновых панелей; l — длина стыков стеновых панелей, м.

Разность давлений воздуха на наружной и внутренней поверхностях i-й ограждающей конструкции определяют по формуле

$$\Delta p_i = \left(H - h_i\right)\left(\gamma_н - \gamma_в\right) + 0,5\rho v^2\left(C_{нав} - C_{под}\right)k_H - p_{вн}, \qquad (3.10)$$

где H — высота здания от уровня земли до верха карниза, центра вытяжных отверстий фонаря или шахты; h_i — расчетная высота от уровня земли до верха окон, дверей, ворот проемов или до оси горизонтальных и середины вертикальных стыков стеновых пане-

Таблица 3.8

Сопротивление воздухопроницанию заполнений световых проемов

Заполнение светового проема	Число уплотненных притворов заполнения	$R_{и1}$, (м²· ч · Па)/кг		
		пенополиуретана	губчатой резины	полушерстяного шнура
Одинарное остекление или двойное остекление в спаренных переплетах	1	0,26	0,16	0,12
Двойное остекление в раздельных переплетах	1	0,29	0,18	0,13
	2	0,38	0,26	0,18
Тройное остекление в раздельно-спаренных переплетах	1	0,30	0,18	0,14
	2	0,44	0,26	0,20
	3	0,56	0,37	0,27

лей; $\gamma_н$, $\gamma_в$ — удельный вес, Н/м^3, соответственно наружного воздуха и воздуха помещения, определяемый по формуле 3463/(273 + t); ρ — плотность наружного воздуха кг/м^3; v — скорость ветра, м/с, принимаемая по табл. 3.1; $C_{нав}$ и $C_{под}$ — аэродинамические коэффициенты соответственно для наветренной и подветренной поверхностей ограждений здания, принимаемые по СНиП 2.01.070-85; k_H — коэффициент учета изменения скоростного давления в зависимости от высоты здания (табл. 3.9); $p_{вн}$ — условно постоянное давление воздуха в помещении (здании), определяемое расчетом из условия соблюдения равенства масс воздуха, поступающего в помещение (здание) и удаляемого из него в результате инфильтрации и эксфильтрации через ограждающие конструкции [в помещениях (зданиях), имеющих системы с искусственным побуждением, при расчете $p_{вн}$ следует учитывать дисбаланс масс воздуха, подаваемых и удаляемых этими системами из помещения (здания)].

Затраты теплоты на *нагревание холодных материалов* $Q_м$ и *транспортных средств*, въезжающих в производственные помещения, $Q_{тр}$ определяют по формулам

$$Q_м = G_м c (t_в - t_м)\beta; \quad (3.11)$$

$$Q_{тр} = q\beta, \quad (3.12)$$

где $G_м$ — масса поступающего в цех (в единицу времени) холодного однородного материала кг/ч; c — удельная массовая теплоемкость материала, кДж/(кг · °С); $t_в$ — температура воздуха внутри помещения, °С; $t_м$ — температура поступающего материала, °С; q — затраты теплоты на нагревание транспортных средств (берутся по справочнику, например [11]); β — коэффициент, учитывающий интенсивность поглощения теплоты материалом или транспортным средством (берется по СНиП 2.04.05-91*).

Таблица 3.9

Коэффициент изменения скоростного давления ветра

Высота здания, м	Значения k_H при типе местности		
	A	B	C
5 и менее	0,75	0,5	0,4
10	1	0,65	0,4
20	1,25	0,85	0,55
40	1,5	1,1	0,8
60	1,7	1,3	1
80	1,85	1,45	1,15
100	2	1,6	1,25

Примечание. А — открытые побережья морей, озер, водохранилищ, лесостепи и тундры; В — городские территории, лесные массивы и другие местности, равномерно покрытые препятствиями высотой более 10 м; С — городские районы с высотой застройки более 25 м.

Общие затраты на нагревание материалов и транспорта $Q_{м.т} = Q_м + Q_{тр}$.

Тепловыделения в помещениях имеют весьма разнообразное происхождение — это тепловые потоки от технологического оборудования, людей, электроосвещения, нагретых изделий, материалов и др.

Тепловой поток $Q_{быт}$, поступающий в комнаты и кухни жилых зданий от бытовых источников, принимают равным 10 Вт на 1 м^2 пола.

Тепловой поток от работающего *электротехнического оборудования и освещения* определяют по формуле

$$Q_{эл} = N_{эл} k_o, \quad (3.13)$$

где $N_{эл}$ — мощность электротехнического и осветительного оборудования, Вт; k_o — коэффициент, учитывающий одновременность работы оборудования и долю перехода электроэнергии в теплоту, поступающую в помещения (для электроосвещения k_o = 0,95, для электродвигателей технологического оборудования и технологических электрифицированных процессов k_o = 0,15...0,95).

Полный тепловой поток (явная теплота плюс скрытая), выделяемый мужчинами, зависит от интенсивности выполняемой работы: в состоянии покоя он равен 93...140 Вт; при легкой работе — 140...175 Вт; при работе средней тяжести — 175...290 Вт; при тяжелой работе — более 290 Вт.

Тепловой поток, исходящий от занятых физическим трудом женщин и детей, принимают равным соответственно 85 и 75 % теплового потока, исходящего от мужчин.

Определив тепловую мощность отопительных устройств, можно вычислить тепловую мощность всей системы отопления

$$Q_{сист} = \sum_{i=1}^{m} Q_{пр}\eta, \quad (3.14)$$

где $Q_{пр}$ — тепловая мощность отопительных приборов в каждом помещении; η — коэффициент, учитывающий дополнительные потери через участки наружных ограждений, расположенные за отопительными приборами, а также в результате остывания теплоносителя в трубопроводах, проложенных в неотапливаемых помещениях (принимают равным не более 1,07).

Определения тепловых потоков и потерь теплоты через ограждающие поверхности по приведенным формулам весьма сложны в связи с тем, что необходимо производить расчеты для отдельных

Таблица 3.10

Удельные тепловые характеристики отапливаемых зданий

Здания и сооружения	Объем здания по наружному обмеру, тыс. м³	q, Вт/(м³·°С)	
		для отопления	для вентиляции
Жилые здания	Менее 3	0,49	—
	3...10	0,38	—
	11...25	0,33	—
	Более 25	0,30	—
Административные здания, главные конторы	Менее 5	0,51	0,105
	5...15	0,41	0,08
Лаборатории	Менее 5	0,42	1,165
	Более 10	0,35	1,05
Пожарные депо	Менее 2	0,56	0,165
	Более 5	0,52	0,105
Гаражи	Менее 2	0,81	—
	2...5	0,64	0,81
Механические цехи и участки	5...10	0,64...0,54	0,46...0,29
	50...100	0,47...0,44	0,18...0,14
Ремонтные мастерские	10...20	0,58...0,52	0,18...0,12
Бытовые и административно-вспомогательные помещения	0,5...1	0,7...0,52	—
	2...5	0,47...0,38	0,17...0,14
	10...20	0,35...0,29	0,13...0,12
Термические цехи	Менее 10	0,47...0.35	1,5...1,4
	20...30	0,29...0,23	1,17...0,7

ограждающих поверхностей здания с различными термическими сопротивлениями и различными разностями температур внутреннего и наружного воздуха. Ориентировочно тепловые потери можно подсчитать, используя укрупненный измеритель — удельную тепловую характеристику здания, представляющую собой тепловой поток, Вт, приходящийся на 1 м³ здания (по наружному обмеру) при разности температур внутреннего и наружного воздуха 1 °С.

Удельная тепловая характеристика здания q зависит от его назначения, объема и формы (в плане и профиле, табл. 3.10).

3.5. Рекомендации по выбору систем отопления

При проектировании системы отопления зданий необходимо принимать решения, обеспечивающие равномерное нагревание воздуха помещений, гидравлическую и тепловую устойчивость системы, ее взрывопожарную безопасность и доступность для очистки и ремонта.

При расчетном расходе теплоты зданием 50 кВт и более систему теплоснабжения следует проектировать с автоматическим регулированием теплового потока.

В производственных помещениях, в которых на одного работающего приходится более 50 м² пола, отопление должно обеспечивать расчетную температуру воздуха на постоянных рабочих местах и более низкую температуру (не ниже 10 °С) на непостоянных рабочих местах.

В районах с расчетной температурой наружного воздуха в теплый период года 25 °С и выше (параметры А) можно использовать системы отопления зданий для охлаждения помещений. При этом не допускается переохлаждать воздух у пола помещений (на расстоянии 1 м от прибора) более чем на 2 °С от нормируемой температуры.

На поверхности приборов, используемых для охлаждения помещений, температура должна быть не менее чем на 1 °С выше точки росы воздуха помещения.

Системы поквартирного отопления в зданиях нужно проектировать двухтрубными, предусматривая при этом установку приборов регулирования, контроля и учета расхода теплоты для каждой квартиры.

Среднюю температуру поверхности строительных конструкций со встроенными нагревательными элементами следует принимать, °С, не выше:

Для наружных стен от уровня пола:	
до 1 м	95
2,5 м и выше	как для потолков
Для полов помещений с постоянным пребыванием людей	26
Для потолков при высоте помещения:	
от 2,5 до 2,8 м	28
от 2,8 до 3 м	30
от 3 до 3,5 м	33

Если в помещении находятся самовоспламеняющиеся вещества, то температуру теплоносителя нужно принимать не менее чем на 20 % ниже температуры их самовоспламенения.

Отопительные приборы газового отопления допускается применять при условии закрытого удаления продуктов сгорания непосредственно от газовых горелок наружу.

Рекомендации по выбору систем отопления приведены в табл. 3.11.

Таблица 3.11

Рекомендации по выбору систем отопления

Здания и помещения	Рекомендуемые системы отопления
Жилые, общественные и административно-бытовые	Водяное с радиаторами и конвекторами при температуре теплоносителя для двухтрубных систем 95 °С, для однотрубных – 105 °С. Водяное со встроенными в перекрытия и полы нагревательными элементами. Воздушное. Местное (квартирное) водяное с радиаторами или конвекторами при температуре теплоносителя 95 °С
Производственные категорий:	
А, Б без выделений пыли и аэрозолей	Воздушное, водяное или паровое при температуре теплоносителя: воды 150 °С; пара 130 °С
А, Б и В с выделением пыли и аэрозолей	Воздушное, водяное или паровое при температуре теплоносителя: 110 °С; в помещениях категорий А и Б; 130 °С в помещениях категории В
Г и Д без выделений пыли и аэрозолей	Воздушное. Водяное или паровое с ребристыми трубами, радиаторами и конвекторами при температуре теплоносителя: воды 150 °С; пара 130 °С. Водяное со встроенными в перекрытия и полы нагревательными элементами и стояками
Г и Д с повышенными требованиями к чистоте воздуха	Воздушное. Водяное с радиаторами (без оребрения), панелями и гладкими трубами при температуре теплоносителя 150 °С. Водяное со встроенными в перекрытия и полы нагревательными элементами
Г и Д с выделением негорючих пыли и аэрозолей	Воздушное. Водяное или паровое с радиаторами при температуре теплоносителя: воды 150 °С; пара 130 °С. Водяное со встроенными в строительные конструкции нагревательными элементами
Г и Д с выделением горючих пыли и аэрозолей	Воздушное. Водяное или паровое с радиаторами и гладкими трубами при температуре теплоносителя: воды 130 °С; пара 110 °С. Водяное со встроенными в перекрытия и полы нагревательными элементами
Г и Д со значительным влаговыделением	Воздушное. Водяное или паровое с радиаторами и ребристыми трубами при температуре теплоносителя: воды 150 °С; пара 130 °С

3.6. Конструктивные особенности систем водяного отопления

Для систем отопления и внутреннего теплоснабжения в жилом, гражданском и промышленном строительстве в качестве теплоносителя следует применять, как правило, воду; другие теплоносители допускается использовать при соответствующем технико-экономическом обосновании.

Для зданий в районах с расчетной температурой наружного воздуха –40 °С и ниже (параметры Б) допускается применять воду с добавками, предотвращающими ее замерзание. В качестве добавок не следует использовать взрыво- и пожароопасные вещества, а также вещества 1, 2 и 3-го классов опасности по ГОСТ 12.1.005—88 в количествах, от которых при аварии могут возникнуть выделения, превышающие предельно допустимые концентрации в воздухе помещения (см. подразд. 6.3). При применении труб из полимерных материалов в качестве добавок в воду не следует использовать поверхностно-активные и другие вещества, к которым материал труб не является химически стойким.

В системах водяного отопления вода последовательно проходит магистральные трубопроводы, подающие стояки *1* (рис. 3.2), отопительные приборы *3*, обратные стояки *2* и через обратные магистрали возвращается в генераторы (источники) теплоты.

Системы водяного отопления классифицируют:

по способу циркуляции воды — на системы с *естественным* и *принудительным побуждением*;

по схеме отопительных стояков — на системы *двухтрубные* (рис. 3.3) и *однотрубные* (рис. 3.4);

по способу прокладки магистральных трубопроводов горячей воды — на системы с *верхней разводкой* (прокладкой) магистралей (рис. 3.5, *а*, см. также рис. 3.4, *а*) и системы с *нижней разводкой* (см. рис. 3.4, *б*);

по конструкции магистральных трубопроводов горячей воды — на *тупиковые* (см. рис. 3.4, *а*, *б*) и с *попутным движением* (см. рис. 3.4, *в*);

Рис. 3.2. Подсоединение отопительных приборов к стоякам из стальных труб:

1 — подающий стояк; *2* — обратный стояк; *3* — отопительные приборы

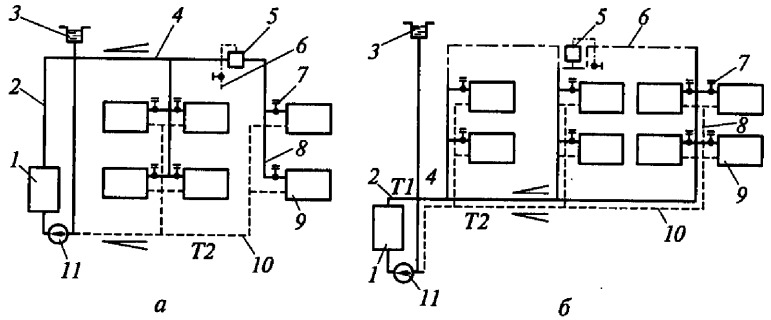


Рис. 3.3. Двухтрубные системы водяного отопления с принудительным побуждением:

а — с верхней прокладкой горячих магистралей; *б* — с нижней прокладкой; *1* — котел; *2* — главный стояк; *3* — расширительный бак; *4* — магистраль горячей воды; *5* — воздухосборник; *6* — воздушная линия; *7* — кран двойной регулировки; *8* — двухтрубный стояк; *9* — отопительный прибор; *10* — магистраль охлажденной воды; *11* — циркуляционный насос; *Т1*, *Т2* — подающий и обратный трубопроводы

по конструктивному размещению стояков — на системы с *вертикальным* (см. рис. 3.4, *а*, *б*) и *горизонтальным* (см. рис. 3.4, *в*) *расположением стояков*;

по способу присоединения отопительных приборов к стояку — на системы *одностороннего* (см. рис. 3.4, *а*, *б*) и *двустороннего присоединения* (см. рис. 3.3).

Системы одностороннего присоединения отопительных приборов к стоякам проще в изготовлении, монтаже и эксплуатации, поэтому им следует отдавать предпочтение.

Однотрубные системы отопления конструктивно могут быть с проточными стояками (см. поз. *15* на рис. 3.4, *а*) и со стояками с замыкающими участками (смешанными *8* или центральными).

Систему отопления с проточными стояками применяют при расположении их в одном помещении (вестибюль, зал, цех, лестничная клетка). Регулировочные приборы в этом случае у отопительных приборов не ставят.

В зданиях с четко выраженными поэтажными технологиями наиболее часто применяют системы отопления с горизонтальными стояками (см. рис. 3.4, *в*).

При разработке проекта водяного отопления аксонометрические схемы обычно выполняют расчлененными на части — верхнюю и нижнюю разводку. На рис. 3.5, *б* показана аксонометрическая схема верхней разводки.

На плане первого этажа жилого дома (рис. 3.6, *а*) у радиаторов указывают число секций (8, 9, 10). У стояков СтА и СтБ (в сануз-

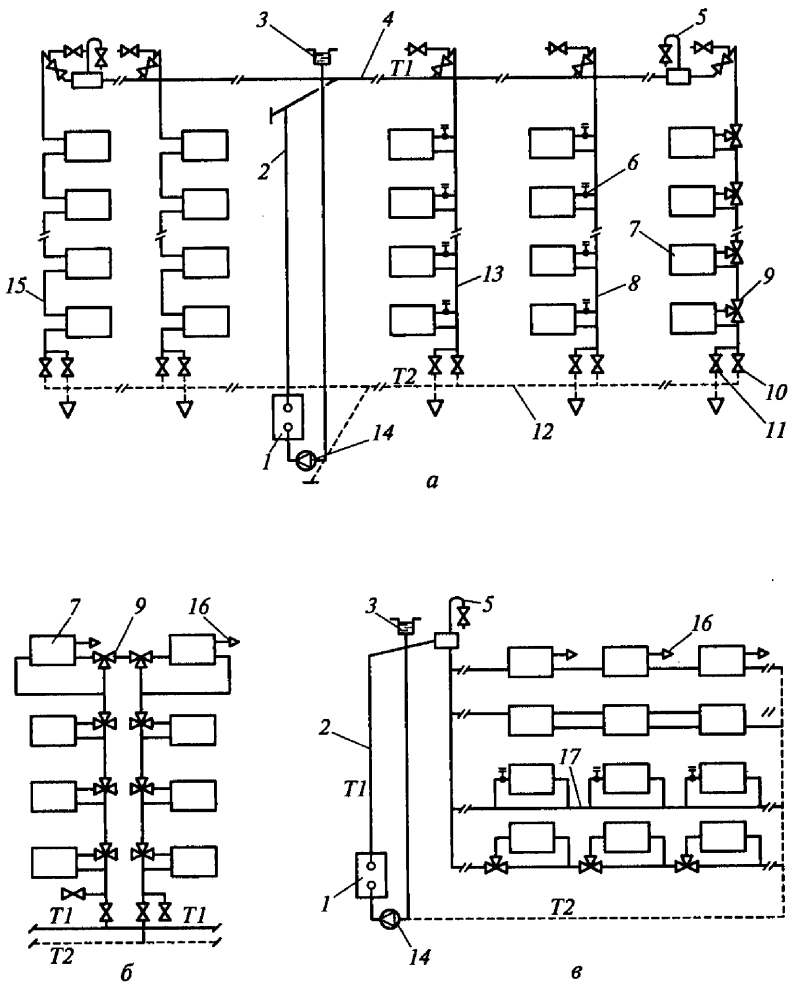
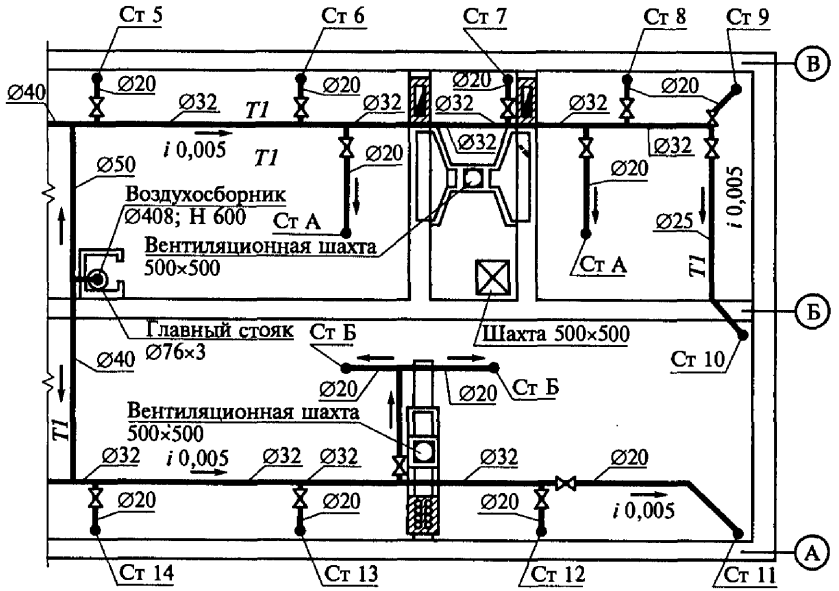
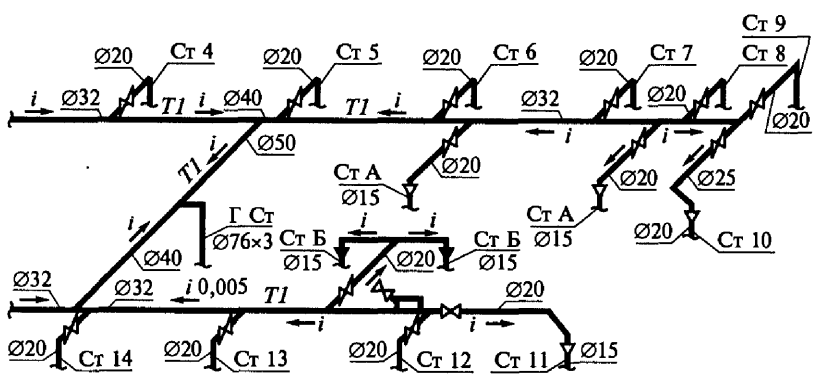


Рис. 3.4. Однотрубные системы водяного отопления с принудительным побуждением:

а — тупиковая с верхней прокладкой горячих магистралей; *б* — стояк (П-образный) при системе отопления с нижней прокладкой горячих магистралей; *в* — система с горизонтальными стояками и попутным движением; *1* — котел; *2* — главный стояк; *3* — расширительный бак; *4* — магистраль верхнего разлива; *5* — воздухосборник; *6* — кран двойной регулировки; *7* — отопительный прибор; *8* — стояк со смешанным замыкающим участком; *9* — трехходовой регулирующий кран; *10* — вентиль для отключения стояка; *11* — вентиль для спуска воды; *12* — магистраль охлажденной воды; *13* — вертикальный стояк; *14* — циркуляционный насос; *15* — однотрубный проточный вертикальный стояк; *16* — воздушный кран; *17* — горизонтальный проточно-регулируемый стояк



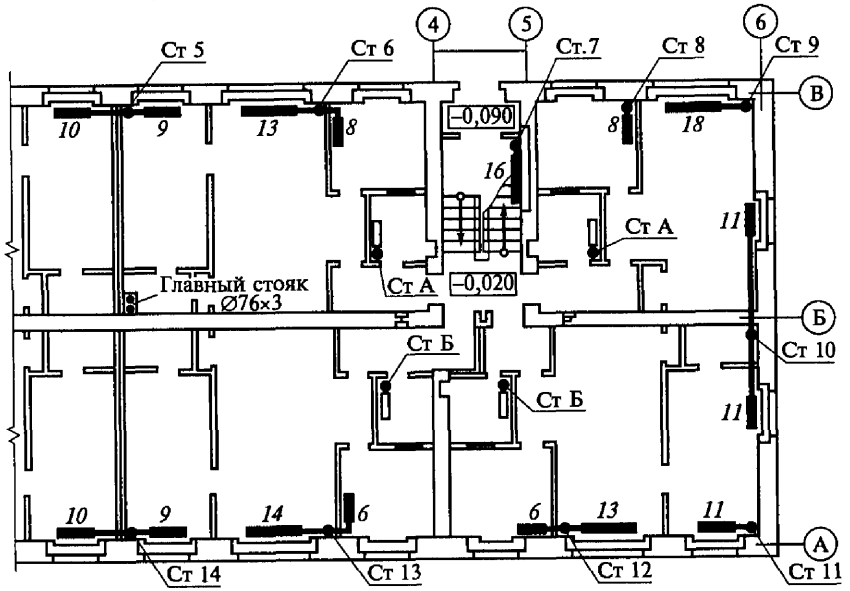
а



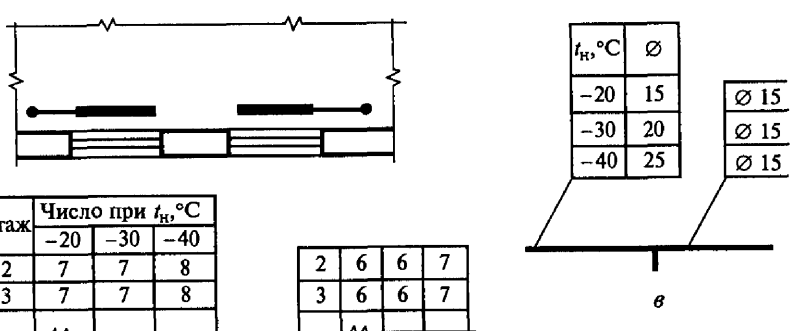
б

Рис. 3.5. План чердака жилого здания с верхней разводящей сетью трубопроводов отопления (*а*) и аксонометрическая схема верхней разводки (*б*)

лах) незачерненными прямоугольниками показаны присоединенные к ним полотенцесушители из гладких труб (регистры). Планы верхних этажей аналогичны. Отличие заключается лишь в меньшем числе секций у радиаторов.



а



б *в*

Рис. 3.6. План первого этажа со стояками и радиаторами отопления (*а*); таблицы числа секций радиаторов по этажам (*б*) и диаметров трубопроводов (*в*)

В типовых проектах план жилого дома дополняют таблицами числа секций радиаторов по каждому этажу (рис. 3.6, *б*) и диаметров трубопроводов (рис. 3.6, *в*) в зависимости от расчетных температур $t_н$.

3.7. Естественная и принудительная циркуляции воды в системах водяного отопления

В системах водяного отопления теплоноситель циркулирует под действием циркуляционного давления, которое может возникать в результате остывания воды в отопительных приборах и трубах (естественная циркуляция) и за счет работы циркуляционного насоса (принудительная циркуляция). Вода, остывающая в отопительных приборах, создает естественное циркуляционное давление p_o в расчетном кольце системы за счет разности гидростатических давлений двух столбов воды высотой h (рис. 3.7). Определить это давление, Па, можно по формуле

$$p_o = gh\rho_o - gh\rho_г = gh(\rho_o - \rho_г), \qquad (3.15)$$

где g — ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с^2; h — высота столба воды, равная превышению центра охлаждения A в отопительном приборе (уровень $I—I$) над центром нагревания $Б$ в котле (уровень $II—II$); ρ_o, $\rho_г$ — плотности соответственно охлажденной и горячей воды, кг/м^3.

С учетом остывания воды в подающих магистралях и отопительных стояках полное циркуляционное давление естественного побуждения

$$p_o^п = p_o + \Delta p, \qquad (3.16)$$

где Δp — циркуляционное давление в подающих магистралях и отопительных стояках, возникающее вследствие остывания воды.

При расчете циркуляции в двухтрубных системах отопления с верхней разводкой Δp приближенно оценивают по табл. 3.12.

В больших цехах, корпусах, многоэтажных и многоподъездных зданиях сети водяных систем отопления состоят из нескольких стояков. Тракты их присоединения к магистральным трубопроводам значительно отличаются по длине. Это существенно усложняет расчет циркуляции.

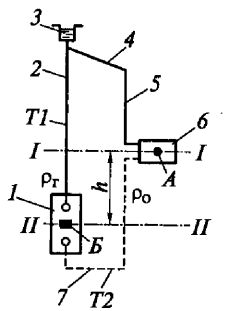


Рис. 3.7. Схема, поясняющая естественную циркуляцию теплоносителя в системе водяного отопления: *1* — котел; *2* — главный стояк; *3* — расширительный бак; *4* — магистраль горячей воды; *5* — отопительный стояк; *6* — отопительный прибор; *7* — магистраль охлажденной воды; $\rho_г$, ρ_o — плотность соответственно горячей и охлажденной воды; *А* — центр охлаждения; *Б* — центр нагревания

Таблица 3.12

Дополнительное циркуляционное давление в двухтрубных системах водяного отопления

Протяженность системы по горизонтали, м	Значения Δp, Па, при расстоянии от подающей трубы до стояка, м				
	10...20	20...30	30...50	50...75	75...100
Для одно- и двухэтажных зданий					
25...50	100	150	200	—	—
50...70	100	150	150	200	—
70...100	100	150	150	200	250
Для трех- и четырехэтажных зданий					
50...70	250	250	300	350	—
70...100	250	250	300	350	400

В двухтрубных системах (рис. 3.8, *а*) расчетным циркуляционным кольцом (трактом) является замкнутый контур труб, проходящий через расчетный отопительный прибор первого этажа, расположенный на стояке, наиболее удаленном от главного, в однотрубных (рис. 3.8, *б*) — контур труб, проходящий через расчетный отопительный стояк, как правило, самый удаленный от главного.

В двухтрубной системе отопления с *естественным побуждением* (см. рис. 3.8, *а*) циркуляционное давление в результате остывания воды в отопительном приборе, расположенном на третьем этаже,

$$p_3 = gh_3(\rho_o - \rho_г), \qquad (3.17)$$

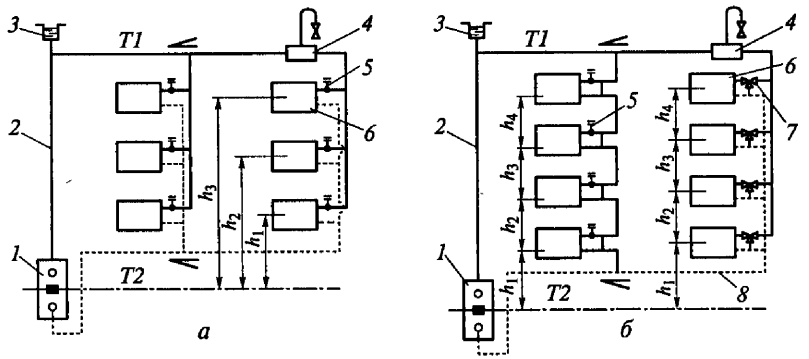


Рис. 3.8. Системы водяного отопления с естественным побуждением: *а* — двухтрубная; *б* — однотрубная; *1* — котел; *2* — главный стояк; *3* — расширительный бак; *4* — воздухосборник; *5* — кран двойной регулировки; *6* — отопительный прибор; *7* — трехходовой регулировочный кран; *8* — обратная магистраль

а циркуляционное давление в кольце, проходящем через отопительный прибор на втором этаже,

$$p_2 = gh_2(\rho_o - \rho_г). \quad (3.18)$$

Полное циркуляционное давление в каждом циркуляционном кольце с учетом остывания воды в разводящих магистралях и отопительных стояках

$$p_i = gh_i(\rho_o - \rho_г) + \Delta p_i. \quad (3.19)$$

В однотрубных системах отопления (см. рис. 3.8, *б*) Δp принимают в размере 50 % соответствующих значений двухтрубных систем с естественным побуждением, в двухтрубных и горизонтальных однотрубных с принудительным побуждением — 40 %, а в однотрубных с П-образными отопительными стояками — 70 %.

В двухтрубных системах отопления с естественным побуждением и нижней разводкой добавочное циркуляционное давление в результате остывания воды в трубах Δp не учитывают.

В однотрубных системах отопления с *естественным побуждением* (см. рис. 3.8, *б*) циркуляционное давление в замкнутом контуре, проходящем через расчетный стояк, определяют по формуле

$$p_o = gh_1(\rho_{o1} - \rho_г) + gh_2(\rho_{o2} - \rho_г) + \ldots + gh_n(\rho_{on} - \rho_г), \quad (3.20)$$

где h_1, h_2, ..., h_n — высоты соответствующих участков отопительного стояка; p_{o1}, p_{o2}, ..., p_{on} — плотности остывшей воды соответственно на 1, 2, ..., n-м участках отопительного стояка; $\rho_г$ — плотность горячей воды, поступающей в систему отопления, кг/м^3.

Температуру воды на i-м участке вычисляют по формуле

$$t_i = t_г - \frac{3{,}6\sum Q'_{пр}}{cG_{ст}}, \quad (3.21)$$

где $t_г$ — температура горячей воды, поступающей в стояк (систему), °С; $\sum Q'_{пр}$ — суммарная тепловая мощность всех вышерасположенных отопительных приборов, Вт; c — удельная массовая теплоемкость воды, принимаемая равной 4,2 кДж/(кг · °С); $G_{ст}$ — расход воды, протекающей через отопительный стояк, кг/ч.

В однотрубных водяных отопительных системах расход воды определяют по формуле

$$G_{ст} = \frac{3{,}6\sum Q_{пр}}{c(t_г - t_o)}, \quad (3.22)$$

где $\sum Q_{пр}$ — общая тепловая мощность всех отопительных приборов расчетного стояка, Вт; t_o — температура воды на выходе из стояка (системы), °С.

В системах водяного отопления с *естественным побуждением* (циркуляцией) при незаглубленном котле (рис. 3.9) давление циркуляции можно определять по эмпирической формуле

$$p_o = gh_т b(l + h_т), \quad (3.23)$$

где $h_т$ — высота расположения подающей магистрали над центром нагревания (точка *Б*) в котле; b — безразмерный коэффициент, равный 0,4 при изолированном главном стояке и неизолированных остальных трубах и 0,34 при изолированных стояке и обратной магистрали; l — расстояние по горизонтали от расчетного отопительного стояка до главного.

Такие схемы отопления применяют в сельской местности при строительстве малоэтажных коттеджей и общественных зданий без централизованного теплоснабжения.

Широкое распространение получили системы водяного отопления с *принудительным побуждением* (рис. 3.10). Они позволяют обогревать большое количество помещений от одного центрального источника теплоты. В системах такого типа теплоноситель (вода) перемещается циркуляционным насосом или водоструйным эжектором (элеватором). В системах водяного отопления, работающих от домовых и квартальных котельных, устанавливают расширительные баки объемом, равным увеличению объема воды в процессе ее расширения.

Циркуляционные насосы в основном приводятся в движение электродвигателями (электронасосы), резервные насосы на ТЭЦ — паровыми турбинами (турбонасосы). Соединение вала насоса с валом двигателя обычно осуществляется при помощи муфты (рис. 3.11).

Турбонасосы работают с большой частотой вращения (75... ...100 с$^{-1}$), электронасосы — с меньшей (25...50 с$^{-1}$). Регулирование турбонасоса производится изменением частоты вращения вала турбины. Отработавший в турбине пар используют для подогрева питательной воды.

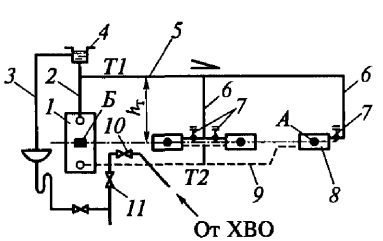


Рис. 3.9. Система отопления с естественным побуждением и незаглубленным котлом:

1 — котел; *2* — главный стояк; *3* — переливная труба; *4* — расширительный бак; *5* — подающая магистраль; *6* — отопительные стояки; *7* — краны двойной регулировки; *8* — отопительный прибор; *9* — обратная магистраль; *10* — кран для заполнения системы водой; *11* — кран для опорожнения системы; *А* — центр охлаждения в отопительном приборе; *Б* — центр нагревания в котле

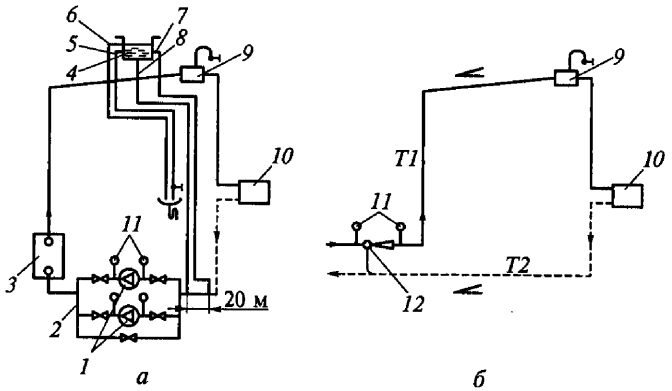


Рис. 3.10. Системы водяного отопления с принудительным побуждением:
а — от насоса; *б* — с помощью водоструйного элеватора; *1* — циркуляционные насосы; *2* — обводная линия; *3* — котел; *4* — расширительный бак; *5* — контрольная труба; *6* — переливная труба; *7* — циркуляционная труба; *8* — расширительная труба; *9* — воздухосборник; *10* — отопительный прибор; *11* — манометры; *12* — водоструйный элеватор

Для переключения насосов применяют задвижки, а для контроля циркуляции воды — манометры, устанавливаемые на трубопроводе до и после насоса. Правильность показаний рабочих манометров проверяют контрольным манометром, который подключают с помощью трехходового манометрического крана, специально установленного перед каждым манометром. На случай аварийной остановки насосов предусматривают обводную линию (байпас) для подачи теплоносителя. При открытии задвижки байпас обеспечивает циркуляцию воды за счет естественного побуждения.

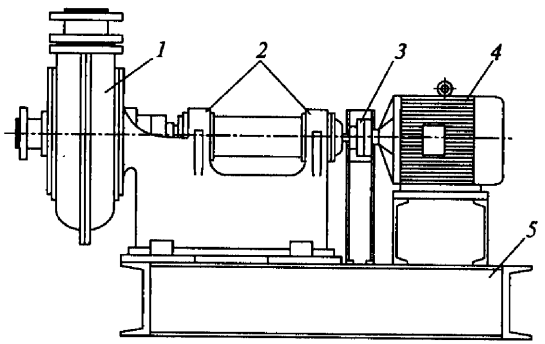


Рис. 3.11. Циркуляционный насосный агрегат:
1 — насос; *2* — подшипники; *3* — муфта; *4* — электродвигатель; *5* — рама

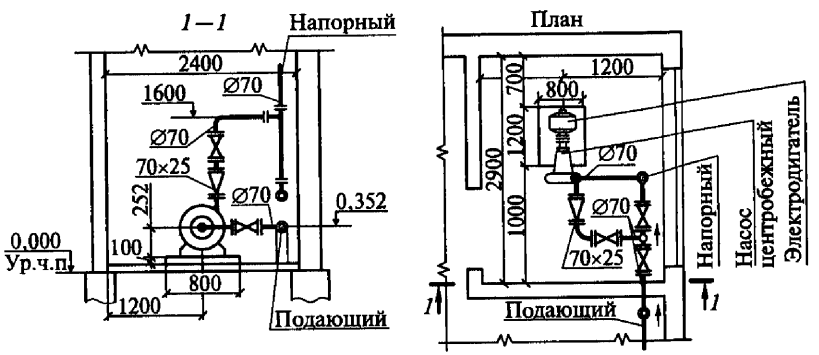


Рис. 3.12. Разрез и план помещения насосной установки для повышения напора в системе отопления многоэтажного здания

Пример установки центробежного насоса для повышения напора в многоэтажном здании показан на рис. 3.12.

Элеватор (рис. 3.13) состоит из сопла *1*, обратной трубы *2*, смесительной камеры (смесителя) *3* и диффузора *4*. Работа элеватора основана на использовании энергии воды, вытекающей с высокой скоростью из сопла *1* для подсоса охлажденной воды из обратного трубопровода системы. Поток смешанной воды поступает в камеру *3*, где происходит выравнивание скорости воды по сечению. За счет плавного снижения скорости в диффузоре *4* происходит повышение статического давления; в результате разности давлений в конце диффузора и в обратном трубопроводе обеспечивается циркуляция воды в системе отопления. Для элеватора основной расчетной характеристикой является коэффициент смешения u, представляющий собой отношение расходов подсасываемой $G_п$ и сетевой $G_с$ воды, поступающей в сопло:

$$u = \frac{G_п}{G_с}. \qquad (3.24)$$

Расчет элеватора сводится к определению диаметров смесительной горловины $d_г$ и сопла $d_с$. Диаметр горловины находят по формуле

$$d_г = 0,874\sqrt{G_{пр}}, \qquad (3.25)$$

где $G_{пр}$ — приведенный расход воды с учетом расчетной потери напора в отопительной системе.

По вычисленному диаметру горловины подбирают соответствующий серийный элеватор.

Серийные элеваторы имеют следующие диаметры горловины:

Номер элеватора	1	2	3	4	5	6	7
$d_г$, мм	15	20	25	30	35	47	59

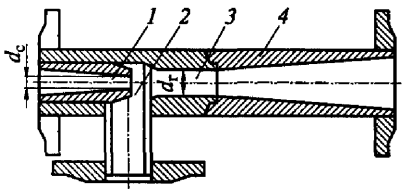


Рис. 3.13. Водоструйный элеватор: *1* — сопло; *2* — обратная труба; *3* — смеситель; *4* — диффузор

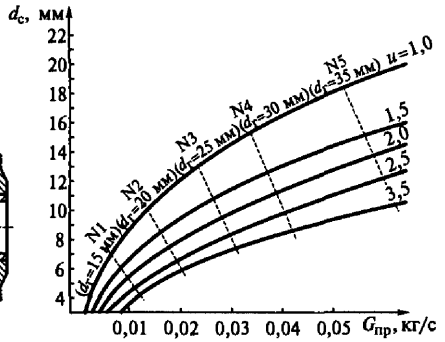


Рис. 3.14. Номограмма для выбора элеватора

Минимальный диаметр сопла d_c во избежание засорения принимают равным 4 мм.

Необходимое давление сетевой воды перед элеватором, кПа, определяют по формуле

$$p_c = 14(1 + u)^2 \Delta h, \qquad (3.26)$$

где Δh — расчетная потеря напора в отопительной системе.

Элеватор можно подобрать по номограмме (рис. 3.14), в которой по оси абсцисс отложен расход воды $G_{пр}$, а по оси ординат — диаметр d_t сопла. Номограмма представляет собой кривые, соответствующие различным значениям коэффициента смешения u.

3.8. Гидравлический расчет трубопроводов систем водяного отопления

Гидравлический расчет систем водяного отопления предназначен для обоснования выбора таких диаметров всех участков труб, при которых в каждом циркуляционном кольце давления для перемещения расчетных количеств теплоносителя в единицу времени будут превышать на 10 % потери давления от гидравлического сопротивления.

Потери давления в контуре циркуляции подразделяют на потери, возникающие от *сопротивления трения*, и потери от *местных сопротивлений*.

Потери давления $\Delta p_т$, Па, на преодоление водой *сопротивления трения* определяют по формуле

$$\Delta p_т = R_l l = \frac{\lambda v^2}{2 d_р} l, \qquad (3.27)$$

где R_l — удельная потеря давления по длине трубопровода при средней расчетной температуре теплоносителя; l — длина участка трубопровода; λ — коэффициент сопротивления по длине, зависящий от шероховатости стенок трубы и режима движения теплоносителя; v — скорость теплоносителя; $d_р$ — расчетный диаметр трубы.

Коэффициент сопротивления λ по длине трассы отопления следует определять по формуле

$$\sqrt{\lambda} = \frac{0,5\left[\frac{b}{2} + \frac{1,312(2-b)\lg(3,7 d_р / K_э)}{\lg \mathrm{Re}_ф - 1}\right]}{\lg\left(\frac{3,7 d_р}{K_э}\right)}, \qquad (3.28)$$

где b — число подобия режимов течения теплоносителя; $K_э$ — коэффициент эквивалентной шероховатости, равный $1 \cdot 10^{-6}$ м; $\mathrm{Re}_ф$ — фактическое число Рейнольдса.

Расчетный внутренний диаметр $d_р$ подсчитывают по формуле

$$d_р = 0,5(2 d_н + \Delta d_н - 4S - 2\Delta S), \qquad (3.29)$$

где $d_н$ — наружный диаметр трубы, м; $\Delta d_н$ — допуск на наружный диаметр трубы, м; S — толщина стенки трубы, м; ΔS — допуск на толщину стенки трубы, м.

Фактическое число Рейнольдса определяют по формуле

$$\mathrm{Re}_ф = \frac{d_р v}{\nu_t}, \qquad (3.30)$$

где ν_t — коэффициент кинематической вязкости теплоносителя (воды), м^2/с, принимаемый по табл. 3.13.

Таблица 3.13

Коэффициент кинематической вязкости воды

Температура воды, °С	ν_t, м^2/с	Температура воды, °С	ν_t, м^2/с
35	$0,73 \cdot 10^{-6}$	60	$0,47 \cdot 10^{-6}$
40	$0,66 \cdot 10^{-6}$	65	$0,43 \cdot 10^{-6}$
45	$0,6 \cdot 10^{-6}$	70	$0,41 \cdot 10^{-6}$
50	$0,55 \cdot 10^{-6}$	80	$0,36 \cdot 10^{-6}$
55	$0,51 \cdot 10^{-6}$	90	$0,32 \cdot 10^{-6}$

Число Рейнольдса, соответствующее началу квадратичной области гидравлических сопротивлений при турбулентном движении воды, определяют по формуле

$$\mathrm{Re}_{кв} = \frac{500 d_р}{K_э}. \qquad (3.31)$$

Число подобия режимов течения воды определяют по формуле

$$b = 1 + \frac{\lg \mathrm{Re}_ф}{\lg \mathrm{Re}_{кв}}. \qquad (3.32)$$

При средней температуре теплоносителя, отличной от 80 °С, следует учитывать поправочный коэффициент α к значениям удельной потери давления, приведенным в СНиП:

$$R_t = R\alpha, \qquad (3.33)$$

где R — удельная потеря давления при температуре 80 °С и том же расходе теплоносителя.

При средней температуре теплоносителя 90 °С коэффициент α принимают равным 0,98; при 70 °С — 1,02; при 60 °С — 1,05; при 50 °С — 1,08; при 40 °С — 1,11.

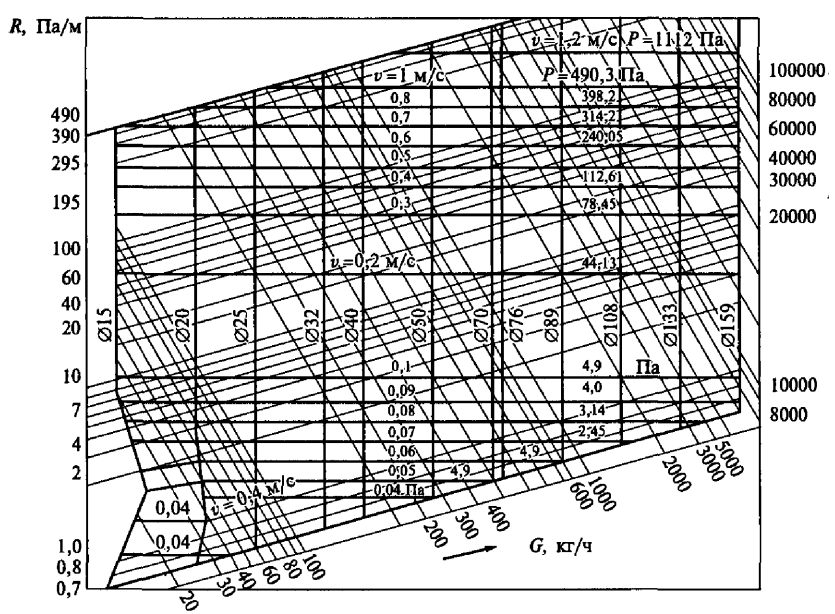
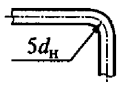
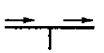
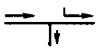
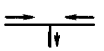
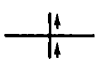
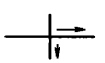
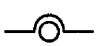


Рис. 3.15. Номограмма для расчета диаметров трубопроводов систем отопления при температуре воды 95...70 °С

Таблица 3.14

Значения коэффициентов ξ местных сопротивлений элементов систем отопления

Элементы	Схематическое изображение элемента	ξ
Отвод с радиусом закругления $\geq 5d_н$		0,3...0,5
Тройник:		
на проход		0,5
на ответвление		1,5
на слияние		1,5
на разделение потока		3,0
Крестовина:		
на проход		2,0
на ответвление		3,0
Отступ		0,5
Обход		1,0

Для гидравлического расчета трубопроводов систем водяного отопления в практике проектирования используют специальные номограммы (рис. 3.15), учитывающие шероховатость трубопроводов и расчетные параметры воды.

Потери давления Z, Па, на преодоление *местных сопротивлений* могут быть определены по формуле

$$Z = \sum \xi \frac{v^2}{2} \rho, \qquad (3.34)$$

где $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на рассчитываемом участке трубопровода; v — скорость теплоносителя в трубопроводе, м/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м^3.

Таблица 3.15

Сводная таблица результатов гидравлического расчета трубопроводов систем отопления

№ участка	Тепловая нагрузка, $Q_{уч}$, Вт	Расход воды $G_{уч}$, кг/ч	Длина участка l, м	Диаметр трубы d, мм	Скорость движения теплоносителя v, м/с	Удельная потеря давления R_l, Па/м	Потеря давления на трение, $R_l l$, Па	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\xi$	Потеря давления в местных сопротивлениях Z, Па	Суммарная потеря давления $R_l l + Z$

Ориентировочные значения коэффициентов местных сопротивлений элементов системы отопления приведены в табл. 3.14.

Гидравлические характеристики отопительных приборов, вентилей, клапанов, включая термостатические, приводятся в справочных изданиях и нормативной документации.

Общее сопротивление любого участка трубопровода движению теплоносителя $\Delta p_{уч} = R_l l + Z$.

Описанный метод определения потерь давления в трубопроводах называют *методом удельных потерь давления*.

Результаты гидравлического расчета трубопроводов целесообразно сводить в таблицу (табл. 3.15).

3.9. Системы парового отопления

Если нагревать воду в открытом сосуде при атмосферном давлении, то ее температура будет непрерывно повышаться до тех пор, пока вся масса воды не прогреется и не закипит. В процессе нагревания испарение воды происходит с ее открытой поверхности, при кипении пар из воды образуется на нагреваемой поверхности и частично во всем объеме жидкости. Температура воды остается при этом постоянной (равной в рассматриваемом случае около 100 °С), несмотря на продолжающийся извне подвод теплоты к сосуду. Это явление объясняется тем, что при кипении подводимая теплота расходуется на работу по расщеплению частичек воды и образование из них пара.

При нагревании воды в закрытом сосуде ее температура повышается также лишь до тех пор, пока вода не закипит. Выделяющийся из воды пар скапливается в верхней части сосуда над поверхностью уровня воды; его температура равна температуре кипящей воды. Такой пар называют *насыщенным*.

Если пар из сосуда не отводится, а подвод теплоты к нему (извне) продолжается, то давление во всем объеме сосуда будет увеличиваться. Вместе с увеличением давления станет увеличиваться и температура кипящей воды и образующегося из нее пара. Опытным путем установлено, что каждому давлению соответствуют своя температура насыщенного пара и равная ей температура кипения воды, а также свой удельный объем пара.

Так, при атмосферном давлении (0,1 МПа) вода начинает кипеть и превращается в пар при температуре около 100 °С (точнее при 99,1 °С); при давлении 0,2 МПа — при 120 °С; при давлении 0,5 МПа — при 151,1 °С; при давлении 10 МПа — при 310 °С. Из приведенных примеров видно, что с ростом давления температура кипения воды и равная ей температура насыщенного пара увеличиваются. Удельный объем пара с ростом давления, наоборот, уменьшается.

При давлении 22,5 МПа нагреваемая вода переходит в насыщенный пар мгновенно, поэтому скрытая теплота парообразования при этом давлении равна нулю. Давление пара 22,5 МПа называют *критическим*.

Если насыщенный пар охлаждать, то он станет конденсироваться, т.е. превратится в воду; при этом он будет отдавать свою теплоту парообразования охлаждающему телу. Указанное явление имеет место в системах парового отопления, в которые насыщенный пар поступает из котельной или паровой магистрали. Здесь он охлаждается воздухом помещения, отдает воздуху свою теплоту, за счет чего последний нагревается, а пар конденсируется.

Состояние насыщенного пара является весьма неустойчивым: даже небольшие изменения давления и температуры приводят к конденсации части пара или же, наоборот, к испарению капелек воды, имеющихся в насыщенном паре. Насыщенный пар, совершенно не содержащий капелек воды, называют *сухим насыщенным*; насыщенный пар с капельками воды называют *влажным*.

В качестве теплоносителя в системах парового отопления применяют насыщенный пар, температура которого соответствует определенному давлению.

Системы парового отопления классифицируют по следующим признакам:

по начальному давлению пара — системы низкого давления ($p_{изб} < 0{,}07$ МПа);

способу возврата конденсата — системы с самотечным возвратом (замкнутые) и с возвратом конденсата с помощью питательного насоса (разомкнутые);

конструктивной схеме прокладки трубопроводов — системы с верхней, нижней и промежуточной прокладкой распределительного паропровода, а также с прокладкой сухого и мокрого конденсатопровода.

Схема системы парового отопления низкого давления с верхней прокладкой паропровода показана на рис. 3.16, *а*. Насыщенный пар, образующийся в котле *1*, пройдя сухопарник (сепаратор) *12*, попадает в паропровод *5* и далее поступает в отопительные приборы *7*. Здесь пар отдает свою теплоту через стенки приборов воздуху отапливаемого помещения и превращается в конденсат. Последний стекает по возвратному конденсатопроводу *10* в котел *1*, преодолевая при этом давление пара в котле за счет давления столба конденсата, который поддерживается высотой 200 мм по отношению к уровню воды в сухопарнике *12*.

В верхнюю часть возвратного конденсатопровода *10* вмонтирована трубка *4*, соединяющая его с атмосферой для продувки в момент ввода и вывода системы из эксплуатации.

Уровень воды в сухопарнике контролируют с помощью водомерного стекла *3*. Для предупреждения повышения давления пара

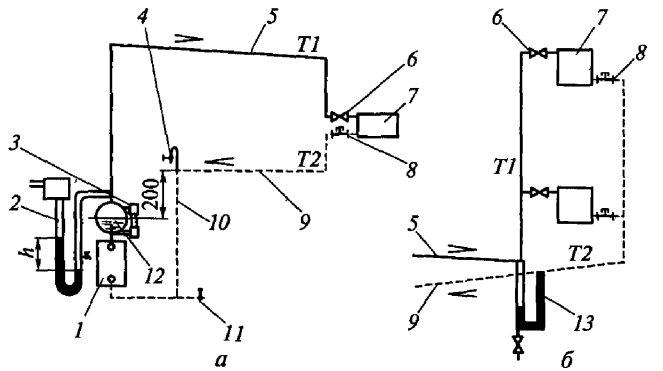


Рис. 3.16. Система парового отопления низкого давления:

а — схема системы с верхней прокладкой паропровода; *б* — стояк с нижней разводкой пара; *1* — котел; *2* — гидравлический затвор; *3* — водомерное стекло; *4* — воздушная трубка; *5* — подающий паропровод; *6* — паровой вентиль; *7* — отопительный прибор; *8* — тройник с пробкой; *9* — конденсатопровод сухой; *10* — конденсатопровод мокрый; *11* — трубопровод подпитки; *12* — сухопарник; *13* — перепускная петля

в системе выше заданного уровня устанавливают гидравлический затвор *2* с рабочей высотой жидкости, равной *h*.

Регулировку системы парового отопления производят паровыми вентилями *6* и контрольными тройниками *8* с пробками, добиваясь, чтобы при работе парового котла в расчетном режиме в каждый отопительный прибор поступало такое количество пара, которое успевало бы полностью в нем сконденсироваться. В этом случае из предварительно открытого контрольного тройника выделение пара практически не наблюдается и вероятность «проскока» конденсата в воздушную трубку *4* ничтожна мала. Потери конденсата в системе парового отопления компенсируют подпиткой барабана котла специально обработанной водой (освобожденной от солей жесткости), подаваемой по трубопроводу *11*.

Системы парового отопления, как уже отмечалось, бывают с верхней и нижней разводками паропровода. Недостатком нижней разводки пара (рис. 3.16, *б*) является то, что образующийся конденсат в подъемных и вертикальных стояках стекает навстречу пару и иногда перекрывает паропровод, вызывая гидравлические удары. Более спокойный слив конденсата происходит, если паропровод *5* проложен с уклоном в сторону движения пара, а конденсатопровод *9* — в сторону котла. Для слива попутного конденсата из паропровода в конденсатопровод систему снабжают специальными перепускными петлями *13*.

Если сеть парового отопления имеет большое разветвление, то самотечный слив конденсата производят в специальный сборный

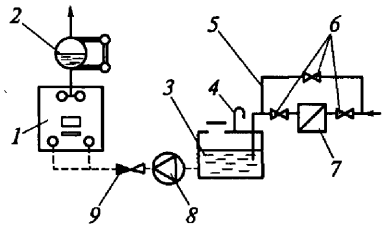


Рис. 3.17. Схема принудительного возврата конденсата:

1 — котел; *2* — сухопарник; *3* — конденсатосборный бак; *4* — воздушная трубка; *5* — обводная линия; *6* — паровые вентили; *7* — конденсатоотводчик; *8* — подпиточный насос; *9* — обратный клапан

бак *3* (рис. 3.17), откуда его перекачивают насосом *8* в котел *1*. Насос работает периодически, в зависимости от изменения уровня воды в сухопарнике *2*. Такую схему отопления называют разомкнутой; в ней для отделения конденсата от пара, как правило, используют конденсатоотводчики (конденсатные горшки) *7*. Последние чаще всего имеют поплавковую или сильфонную конструкцию (рис. 3.18).

Поплавковый конденсатоотводчик (см. рис. 3.18, *б*) работает так. Пар и конденсат через входное отверстие поступают под поплавок *3*, который соединен рычагом с шаровым клапаном *4*. Поплавок *3* имеет форму колпака. Под давлением пара он всплывает, закрывая шаровой клапан *4*. Конденсат заполняет всю камеру конденсатоотводчика; при этом пар под клапаном конденсируется и поплавок тонет, открывая шаровой клапан. Конденсат отводится в направлении, указанном стрелкой, до тех пор, пока новые порции пара, скопившиеся под колпаком, не заставят колпак всплыть. Затем цикл работы конденсатоотводчика повторяется.

На промышленных предприятиях, имеющих производственные потребители пара повышенного давления, системы парового отопления подключают к теплофикационным магистралям по схемам высокого давления (рис. 3.19). Пар от собственной или районной

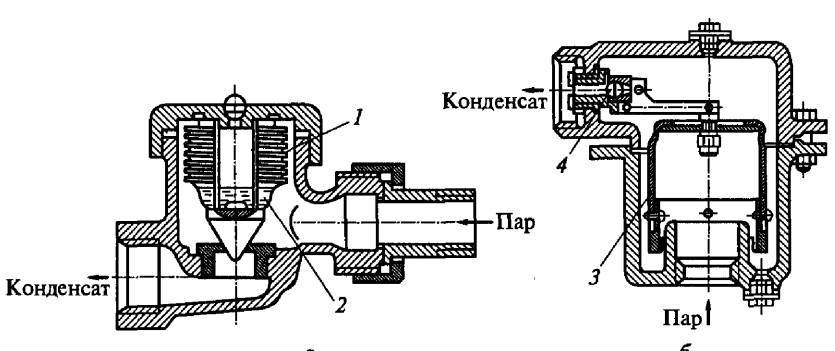


Рис. 3.18. Конденсатоотводчики:

а — сильфонный; *б* — поплавковый; *1* — сильфон; *2* — легкокипящая жидкость; *3* — поплавок (опрокинутый колпак); *4* — шаровой клапан

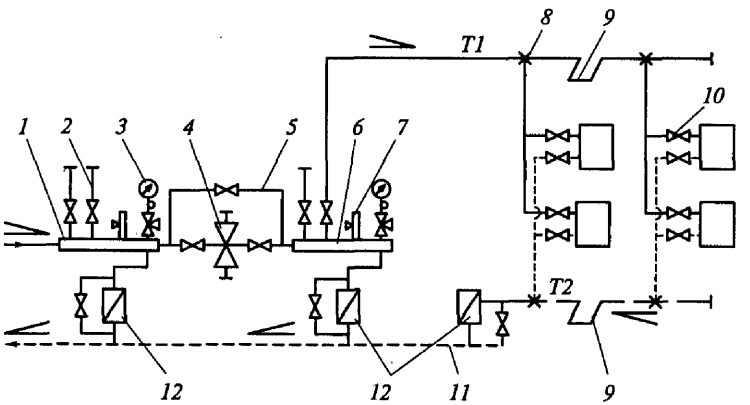


Рис. 3.19. Схема парового отопления высокого давления:

1 — распределительная гребенка; *2* — паропровод; *3* — манометр; *4* — редукционный клапан; *5* — байпас (обводная линия); *6* — гребенка системы отопления; *7* — грузовой предохранительный клапан; *8* — неподвижная опора; *9* — компенсаторы; *10* — паровые вентили; *11* — конденсатопровод; *12* — конденсатоотводчики

котельной поступает в распределительную гребенку *1*, где давление его контролируют манометром *3*. Затем по отходящим от гребенки *1* паропроводам *2* пар направляют к производственным потребителям, а по паропроводам *T1* — к потребителям системы парового отопления. Паропроводы *T1* подсоединены к гребенке *6* парового отопления, а гребенка *6* — к гребенке *1* через редукционный клапан *4*. Редукционный клапан дросселирует пар до давления не более 0,3 МПа. Разводку паропроводов высокого давления систем парового отопления выполняют, как правило, поверху. Диаметры паропроводов и поверхности нагрева отопительных приборов этих систем несколько меньше, чем у систем парового отопления низкого давления.

Недостатком систем парового отопления является трудность регулирования теплопроизводительности отопительных приборов, что в конечном счете приводит к перерасходу топлива в течение отопительного сезона.

Диаметры трубопроводов паровых систем отопления рассчитывают отдельно для паропроводов и конденсатопроводов. Диаметры паропроводов низкого давления определяют так же, как в системах водяного отопления. Потери давления в главном циркуляционном кольце системы $\Delta p_{рк}$, Па, представляют собой сумму сопротивлений (потерь давления) всех участков, входящих в это кольцо:

$$\Delta p_{рк} = \sum_{i=1}^{n} (Rl + Z), \qquad (3.35)$$

где R — удельная потеря давления на трение по длине кольца (потеря давления, приходящаяся на один погонный метр кольца), Па/м; l — длина участка главного кольца, м; Z — потери давления на преодоление местных сопротивлений участка, Па.

Задаваясь значением $\Delta p_{\text{рк}}$, определяют удельную потерю давления на трение по формуле

$$R = \frac{\Delta p_{\text{рк}} n}{\sum l}, \qquad (3.36)$$

где n — доля потери давления на трение от общих потерь в кольце; $\sum l$ — суммарная длина участков главного циркуляционного кольца, м.

Затем определяют требуемое давление пара в котле $p_{\text{к}}$, которое должно обеспечивать преодоление потерь давления в главном циркуляционном кольце. В системах парового отопления низкого давления разность давлений пара в котле и перед нагревательными приборами расходуется только на преодоление сопротивлений паровой магистрали, а конденсат возвращается самотеком. Для преодоления сопротивления отопительных приборов предусматривают запас давления $p_{\text{пр}} = 2000$ Па. Удельную потерю давления пара можно определить по формуле

$$R = \frac{(0{,}9 p_{\text{к}} - p_{\text{пр}}) n}{\sum l}, \qquad (3.37)$$

где 0,9 — значение коэффициента, учитывающего запас давления на преодоление неучтенных сопротивлений.

Для систем парового отопления низкого давления долю потерь на трение n принимают 0,65, а для систем высокого давления — 0,8. Вычисленное по формуле (3.37) значение удельной потери давления должно равняться или быть несколько больше значения, определенного по формуле (3.36).

Диаметры паропроводов определяют с учетом вычисленных удельных потерь давления и тепловой нагрузки каждого расчетного участка.

Диаметры паропроводов можно также определять, используя специальные таблицы в справочниках или номограмму (рис. 3.20), составленную для средних значений плотности пара низкого давления. При конструировании систем парового отопления скорость пара в паропроводах следует принимать с учетом рекомендаций, приведенных в табл. 3.16.

В остальном методика гидравлического расчета паропроводов низкого давления и сопротивлений циркуляционных колец полностью аналогична расчету трубопроводов водяных систем отопления (см. подразд. 3.8).

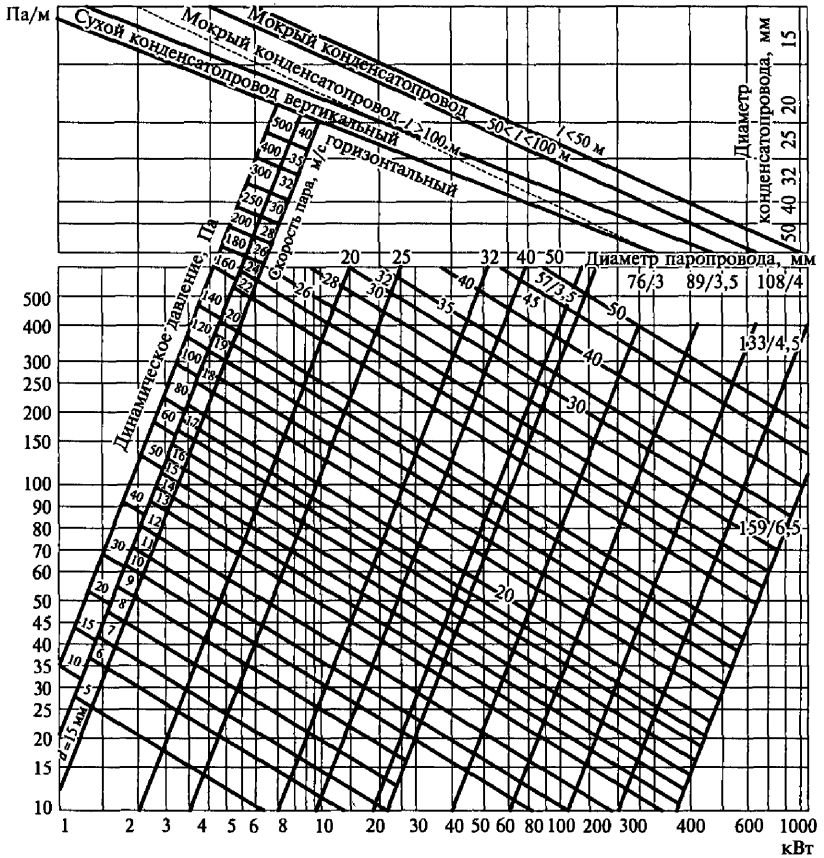


Рис. 3.20. Номограмма для расчета диаметров паропроводов и самотечных конденсатопроводов

Конденсатопроводы паровых систем отопления низкого давления удобно рассчитывать, используя верхнюю часть приведенной на рис. 3.20 номограммы.

При расчете паропроводов систем отопления высокого давления необходимо учитывать изменения объема пара от давления и уменьшение его объема при транспортировании вследствие попутной конденсации.

Расчет диаметров производят при следующих значениях параметров пара: плотность 1 кг/м^3; давление 0,08 МПа; температура 116,3 °С; кинематическая вязкость $21 \cdot 10^6$ м^2/с. Для указанных параметров пара составлены специальные таблицы и построены номограммы, позволяющие подобрать диаметры паропроводов. После выбора диаметров производят пересчет удельной потери дав-

Таблица 3.16

Скорости пара в паропроводах

Давление пара, кПа	Направление движения пара и конденсата	Предельная скорость пара, м/с
70 и менее	Попутное	30
	Встречное	20
Более 70	Попутное	80
	Встречное	60

ления на трение с учетом действительных параметров проектируемой системы по формуле

$$R_д = \frac{R_т}{\rho_д}, \qquad (3.38)$$

где $R_т$ — удельная потеря давления на трение, Па/м, найденная по расчетным таблицам или номограмме для пара плотностью 1 кг/м^3; $\rho_д$ — действительная плотность пара, кг/м^3, принимаемая по среднему давлению пара на участках.

Действительную скорость пара определяют по формуле

$$v_д = \frac{v}{\rho_д}, \qquad (3.39)$$

где v — скорость пара, найденная по расчетным таблицам или номограмме.

При определении диаметров коротких паропроводов часто пользуются упрощенным методом, производя расчет по предельно допустимым скоростям движения пара.

К эксплуатационным преимуществам систем парового отопления относятся: простота пуска системы в работу; отсутствие циркуляционных насосов; низкая металлоемкость; возможность использования в ряде случаев отработавшего пара.

Недостатками систем парового отопления являются: низкая долговечность трубопроводов из-за повышенной коррозии внутренних поверхностей, вызываемой влажным воздухом в периоды прекращения подачи пара; шум, обусловленный большой скоростью движения пара по трубам; частые гидравлические удары от встречного движения попутного конденсата в подъемных паропроводах; низкие санитарно-гигиенические качества из-за высокой температуры (более 100 °С) поверхности отопительных приборов и труб, пригорания пыли и возможности ожогов людей.

В производственных помещениях с повышенными требованиями к чистоте воздуха, а также в жилых, общественных, административных и административно-бытовых зданиях применять паровое отопление нельзя. Системы парового отопления допускается использовать только в непожаро- и невзрывоопасных производственных помещениях с кратковременным пребыванием людей.

3.10. Системы воздушного отопления

Системы воздушного отопления следует предусматривать для помещений, указанных в табл. 3.11.

Воздушное отопление, воздушное душирование (см. подразд. 7.4) и воздушно-тепловые завесы проектируют для обеспечения допустимых параметров воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещений (на постоянных и непостоянных рабочих местах).

В качестве теплоносителя для обогрева помещений используют наружный воздух. Это позволяет в одной системе объединить функции отопления и вентиляции, что приводит к существенной экономии топливно-энергетических ресурсов. Системы воздушного отопления при возможности конструируют с рециркуляцией, когда воздух частично или полностью забирается не снаружи, а из отапливаемого помещения.

Рециркуляция воздуха не допускается:

в помещениях, в которых максимальный расход наружного воздуха определяется массой выделяющихся вредных веществ 1-го и 2-го классов опасности;

помещениях, в воздухе которых имеются болезнетворные бактерии или грибки в опасных концентрациях, устанавливаемых Минздравом России, либо резко выраженные неприятные запахи;

помещениях, в которых имеются вредные вещества, возгоняющиеся при соприкосновении с нагретыми поверхностями воздухонагревателей, если перед воздухонагревателем не предусмотрена очистка воздуха;

помещениях категорий А и Б (кроме воздушных или воздушно-тепловых завес у наружных ворот и дверей);

пятиметровых зонах вокруг оборудования, расположенного в помещениях категорий В, Г и Д, если в этих зонах могут образовываться взрывоопасные смеси из горючих газов, паров, аэрозолей с воздухом;

системах местных отсосов вредных веществ и взрывоопасных смесей с воздухом;

тамбурах-шлюзах;

лабораторных помещениях научно-исследовательского назначения, в которых могут производиться работы с вредными или горючими газами, парами и аэрозолями.

Рециркуляция воздуха допускается в системах местных отсосов пылевоздушных смесей (кроме взрывоопасных пылевоздушных смесей) после их очистки от пыли.

Расход воздуха $L_в$, м^3/ч, для воздушного отопления, не совмещенного с вентиляцией, определяют по формуле

$$L_в = \frac{3,6Q_{пр}}{c\left(t_{пр} - t_в\right)}, \qquad (3.40)$$

где $Q_{пр}$ — тепловой поток для отопления помещения, Вт; c — теплоемкость воздуха, равная 1,2 кДж/(м^3·°С); $t_{пр}$ — температура приточного воздуха, подаваемого в помещение, °С, определяемая расчетом; $t_в$ — температура воздуха в помещении, °С.

Температуру приточного воздуха, подаваемого в помещение аппаратами воздушного отопления и предварительно нагреваемого в воздухонагревателе, определяют по формуле

$$t_{пр} = t_н + \Delta t + 0,001p, \qquad (3.41)$$

где $t_н$ — температура наружного воздуха, °С; Δt — изменение температуры воздуха в воздухонагревателе, °С; p — полное давление воздуха после вентилятора, Па.

При проектировании воздушного отопления для надежности его работы нужно предусматривать резервный вентилятор или устанавливать не менее двух отопительных агрегатов.

При выходе из строя вентилятора допускается снижение температуры воздуха в помещении ниже нормируемой, но не более чем на 5 °С при обеспечении подачи наружного воздуха.

Температура подаваемого в помещение подогретого воздуха должна быть не менее чем на 20 % ниже температуры самовоспламенения газов, паров, аэрозолей и пыли, выделяющихся в помещении.

При нагревании воздуха в приточных и рециркуляционных установках следует принимать температуру теплоносителя (воды, пара и др.) воздухонагревателей и теплоотдающих поверхностей электровоздухонагревателей, а также газовоздухонагревателей в соответствии с категорией помещений для вентиляционного оборудования или назначением помещения, в котором размещены указанные установки, но не выше 150 °С.

Системы воздушного отопления классифицируют по следующим признакам:

по роду энергоносителя — системы с водяными, паровыми, электрическими, газовыми калориферами;

характеру перемещения нагреваемого воздуха — с естественным и механическим побуждением, создаваемым вентилятором;

схеме вентилирования отапливаемых помещений — прямоточные (рис. 3.21, *а*), с частичной (рис. 3.21, *б*) и полной (рис. 3.21, *в*) рециркуляцией;

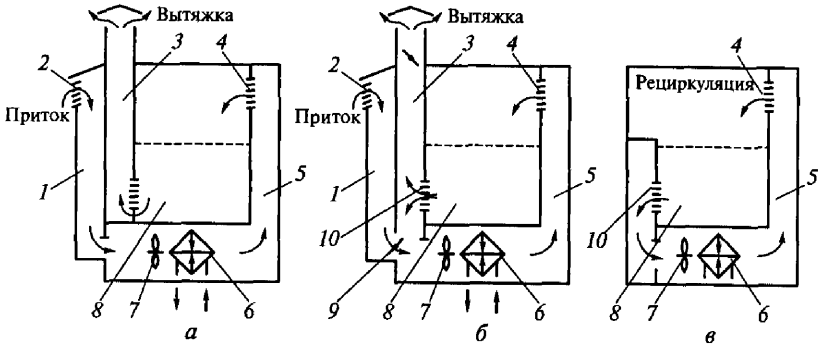


Рис. 3.21. Схемы систем воздушного отопления:

а — прямоточная; *б* — с частичной рециркуляцией; *в* — полностью рециркуляционная; *1* — воздухозаборная шахта; *2, 4, 10* — решетки; *3* — выбросная шахта; *5* — приточный воздуховод; *6* — калорифер; *7* — вентилятор; *8* — рабочая зона; *9* — клапан

месту нагревания воздуха — местные (нагревание воздуха местными отопительными агрегатами) и центральные (нагревание воздуха в общем центральном агрегате с последующей транспортировкой его по отапливаемым помещениям).

Для нагревания воздуха в системах воздушного отопления применяют калориферы различных конструкций, ими также ком-

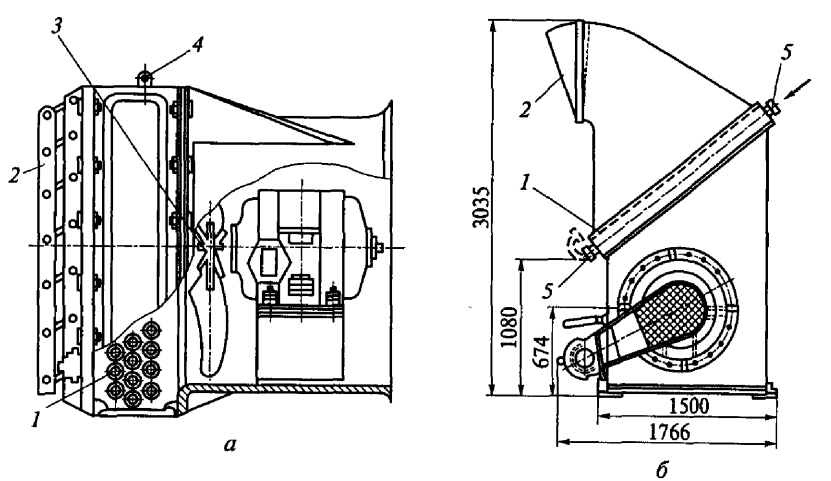


Рис. 3.22. Подвесные и напольные воздушные отопительные агрегаты:

а — типа АПВС; *б* — типа СТД-300М (напольный); *1* — калорифер; *2* — жалюзийная направляющая решетка; *3* — вентилятор; *4* — петли для подвешивания агрегата АПВС; *5* — подводящие и отводящие патрубки для теплоносителя

плектуют отопительные агрегаты и приточные вентиляционные камеры. В калориферах воздух нагревается за счет энергии теплоносителя (горячая вода, пар, дымовые газы) или электроэнергии.

Отопительные агрегаты (рис. 3.22) используют для нагревания рециркуляционного воздуха. Они состоят из калорифера, вентилятора с электродвигателем и направляющего аппарата, который формирует струю горячего воздуха, подаваемого в отапливаемое помещение. Отопительные агрегаты применяют для воздушного отопления крупных производственных помещений (например, вагоносборочных цехов и т.п.), в которых по санитарно-гигиеническим и технологическим требованиям в рабочее время допускается рециркуляция воздуха, а также в качестве дежурного отопления в нерабочее время. Основные технические характеристики отопительных агрегатов приведены в табл. 3.17.

Для уменьшения объема проникающего в помещение холодного воздуха при открывании наружных дверей и ворот в холодное время года применяют специальные устройства — воздушные тепловые завесы (рис. 3.23), которые в остальное время могут использоваться как рециркуляционные установки.

Воздушные тепловые завесы целесообразно применять:

у постоянно открытых проемов в наружных стенах помещений, а также у ворот и проемов в наружных стенах, не имеющих тамбуров и открывающихся более пяти раз или не менее чем на 40 мин в смену в районах с расчетной температурой наружного воздуха –15 °С и ниже;

наружных дверей вестибюлей общественных и административно-бытовых зданий;

наружных дверей, ворот и проемов помещений с мокрым режимом;

Таблица 3.17

Основные технические характеристики воздушных отопительных агрегатов

Марка	Подача воздуха, $м^3/ч$	Теплопроизводительность, тыс. Вт		Поверхность нагрева, $м^2$	Мощность электродвигателя, кВт
		при давлении пара 0,2 МПа	при температуре воды 130 °С		
АПВС-50-30	3300	58,1	34,9	10,80	1,0
АПВ-200-140	13900	233	163	85,2	2,8
СТД-100	8770	116	113	22,6	1,6
СТД-300М	28800	298	356	91,0	4,0

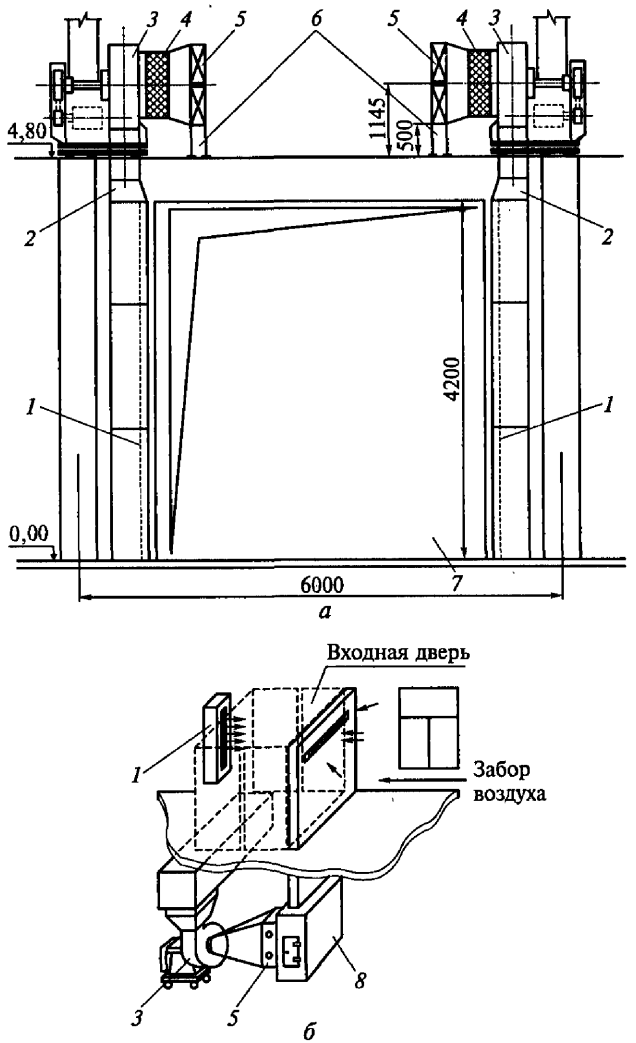


Рис. 3.23. Способы размещения оборудования тепловых воздушных завес: *а* — в промышленных зданиях; *б* — в общественных зданиях; *1* — воздухораспределительная щель; *2* — конфузор; *3* — вентилятор; *4* — мягкая вставка; *5* — калорифер; *6* — подставка; *7* — ворота; *8* — секция обслуживания

наружных дверей зданий, если к вестибюлю примыкают помещения без тамбура, оборудованные системами кондиционирования;

проемов во внутренних стенах и перегородках производственных помещений для предотвращения перетекания воздуха из одного помещения в другое;

ворот, дверей и проемов помещений с кондиционированием воздуха или по специальным технологическим требованиям.

В последних трех указанных случаях использование воздушных тепловых завес требует соответствующего технико-экономического обоснования.

В воздушном и тепловом балансах здания теплоту, подаваемую воздушными завесами периодического действия, не учитывают.

Температуру воздуха, подаваемого воздушными тепловыми завесами, принимают не выше 50 °С у наружных дверей и не выше 70 °С у наружных ворот и проемов.

Температуру, °С, смеси воздуха, поступающего в помещение через наружные двери, ворота и проемы, при расчетах принимают не менее:

14 — для производственных помещений при легкой работе;

12 — для производственных помещений при работе средней тяжести и для вестибюлей общественных и административно-бытовых зданий;

8 — для производственных помещений при тяжелой работе;

5 — для производственных помещений при тяжелой работе и отсутствии постоянных рабочих мест на расстоянии 3 м и менее от наружных стен и 6 м и менее от дверей, ворот и проемов.

Воздушные тепловые завесы у наружных проемов, ворот и дверей рассчитывают с учетом ветрового давления. Расход воздуха определяют, принимая температуру наружного воздуха и скорость ветра при параметрах Б (но скорость не более 5 м/с).

Если скорость ветра при параметрах Б меньше, чем при параметрах А, то воздухонагреватели следует проверять при параметрах А.

Скорость выпуска воздуха из щелей или отверстий воздушных тепловых завес принимают не более 8 м/с у наружных дверей и 25 м/с у ворот и технологических проемов.

При расчете систем воздушного отопления за расчетные параметры наружного воздуха принимают параметры Б (см. табл. 3.1). Одна из систем в нерабочее время может функционировать как дежурная.

К достоинствам систем воздушного отопления можно отнести:

снижение первоначальных затрат за счет сокращения расходов на отопительные приборы и трубопроводы;

обеспечение высоких санитарно-гигиенических условий воздушной среды в помещениях благодаря более равномерному распределению температуры воздуха в объеме помещения, предварительному обеспыливанию и увлажнению воздуха.

Недостатками систем воздушного отопления являются: значительные размеры воздуховодов; большие потери теплоты при движении воздуха по протяженным воздуховодам.

3.11. Печное отопление

Строительные нормы и правила Госстроя России (СНиП 2.04.05-91*) разрешают применять печное отопление в жилых и административных зданиях высотой до двух этажей. Кроме этого, печное отопление можно использовать: в одноэтажных зданиях общежитий и бань с числом мест не более 25; поликлиниках; на спортивных предприятиях и предприятиях связи; в помещениях категорий Г и Д площадью не более 500 м^2. Печное отопление применяют в сельской местности для обогрева: одноэтажных клубов с числом посадочных мест не более 100; общеобразовательных школ без спальных корпусов с числом мест не более 80; детских дошкольных учреждений с дневным пребыванием детей; предприятий общественного питания и транспорта с числом посадочных мест не более 50. В помещениях категорий А, Б и В печное отопление применять нельзя.

Преимуществами печного отопления являются: относительная простота печей, возможность их сооружения из местных материалов (кирпич, глина, песок, известь) и способность печей использовать местное топливо любого типа; существенно меньшие затраты на строительство и эксплуатацию по сравнению с другими системами отопления.

К недостаткам печного отопления относят: опасность отравления угарным газом людей, находящихся в помещении; пожароопасность некоторых конструкций; необходимость регулярной очистки печей от золы и сажи.

Печи, предназначенные для отопления зданий, делят на два типа: нетеплоемкие и теплоемкие.

Для кратковременного обогрева помещений применяют нетеплоемкие печи (типа «буржуек»). Они требуют непрерывной топки. Эти печи изготовляют из листовой стали с использованием труб чугунного литья диаметром 10...12 дюймов.

Теплоемкие печи применяют для постоянного обогрева помещений. Они требуют периодической топки и имеют большой теплоаккумулирующий объем (0,2 м^3 и более).

Несмотря на большое конструктивное разнообразие печей их дымоход (канал для отвода дымовых газов в дымовую трубу) выполняют по одной из трех схем (рис. 3.24): канальной, колпаковой или комбинированной.

По толщине стенок печи подразделяют на тонкостенные (до 7 см) и толстостенные (12 см и более), обладающие повышенной теплоемкостью.

Примером тонкостенной печи является печь МВМС-61 (рис. 3.25), которую выкладывают из огнеупорного кирпича общей массой 320 кг. Каркас печи монтируют из стальных уголков размерами 25×25×3 мм и устанавливают на прочный деревянный пол, предварительно покрытый листом кровельного железа по асбестовому картону толщиной 10 мм.

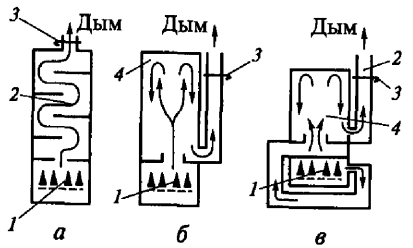


Рис. 3.24. Схемы дымоходов отопительных печей:

а — канальная; *б* — колпаковая; *в* — комбинированная; *1* — топливник; *2* — дымоход; *3* — заслонка; *4* — колпак

Теплоемкую толстостенную печь ОПЗ-3 (рис. 3.26) средней тепловой мощностью 3000 Вт (при двух топках в сутки продолжительностью по 2 ч каждая) выкладывают из 312 шт. обыкновенного и 158 шт. шамотного (тугоплавкого) кирпича.

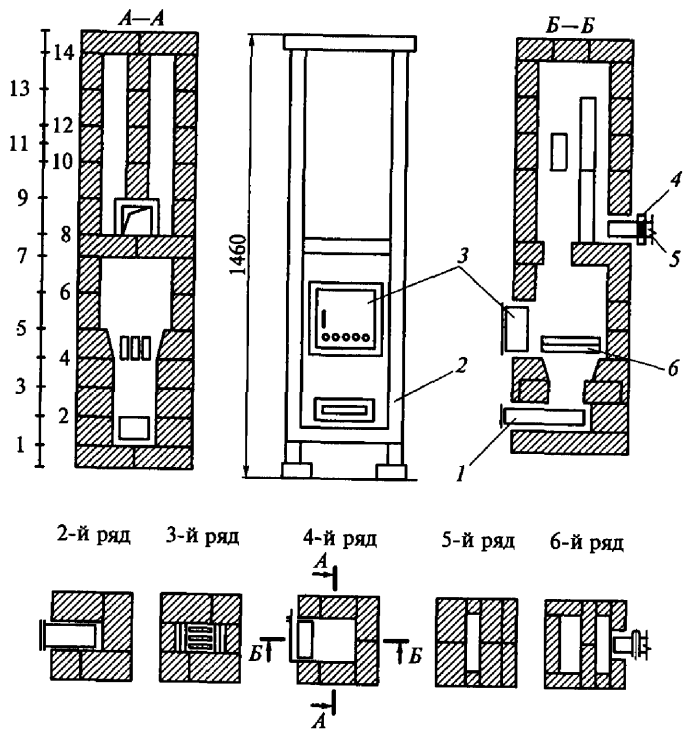


Рис. 3.25. Конструкция тонкостенной печи МВМС-61:

1 — поддон для золы; *2* — каркас; *3* — топочная дверца; *4* — патрубок присоединения печи к дымовой трубе; *5* — заслонка; *6* — колосниковая решетка

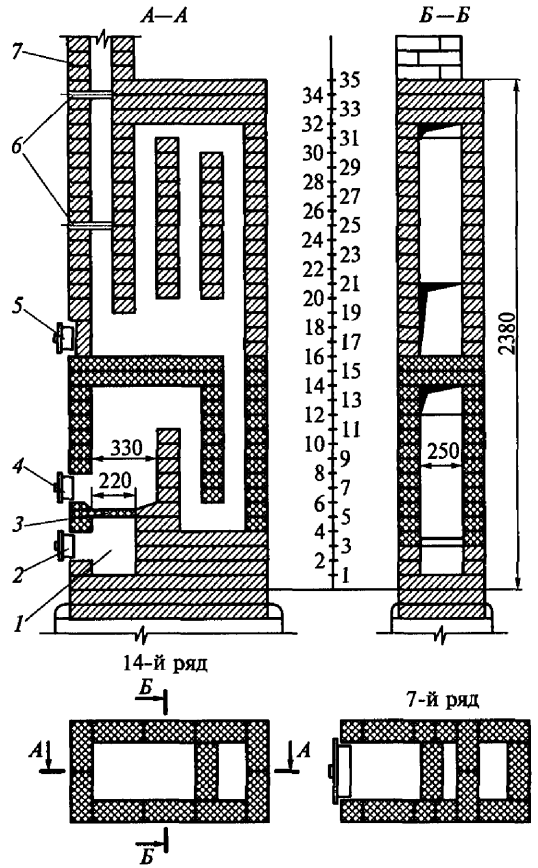


Рис. 3.26. Конструкция толстостенной печи ОПЗ-3:

1 — поддувало; *2* — дверца поддувала; *3* — колосниковая решетка; *4* — топочная дверца; *5* — крышка, закрывающая отверстие для прочистки дымоходов; *6* — заслонки; *7* — дымовая труба

Максимальная температура поверхности печей (кроме чугунного настила, дверок и других печных приборов) не должна превышать 90 °С — в помещениях детских дошкольных и лечебно-профилактических учреждений; 110 °С — в других зданиях и помещениях на площади печи не более 15 % общей площади поверхности печи; 120 °С — в других зданиях и помещениях на площади печи не более 5 % общей площади поверхности печи.

В помещениях с временным пребыванием людей при установке защитных экранов допускается применять печи с температурой поверхности выше 120 °С.

Для отопления трех помещений, расположенных на одном этаже, можно использовать одну печь. В двухэтажных зданиях можно применять двухъярусные печи с обособленными топливниками и дымоходами для каждого этажа, а в двухъярусных квартирах — с одной топкой на первом этаже. Применение деревянных балок в перекрытии между верхним и нижним ярусами печи не допускается.

В зданиях общеобразовательных школ, детских дошкольных, лечебно-профилактических учреждений, клубов, домов отдыха и гостиниц печи следует размещать так, чтобы топливники обслуживались из подсобных помещений или коридоров, имеющих окна с форточками и вытяжную вентиляцию с естественным побуждением.

По форме в плане отопительные печи могут быть прямоугольными, квадратными, круглыми и угловыми.

Располагать печи следует, как правило, у внутренних стен и перегородок из негорючих материалов, предусматривая использование их для размещения дымовых каналов. Каналы для удаления дыма можно выполнять в наружных стенах из негорючих материалов, утепленных при необходимости с наружной стороны для исключения конденсации влаги из отводимых газов. Если стены, в которых могут быть размещены дымовые каналы, отсутствуют, то для отвода дыма следует применять насадные или коренные дымовые трубы.

В зданиях с печным отоплением не допускаются:

устройство вытяжной вентиляции с искусственным побуждением, не компенсированной притоком с искусственным побуждением;

отвод дыма в вентиляционные каналы и установка вентиляционных решеток на дымовых каналах.

При применении печного отопления строительные конструкции зданий обязательно нужно защищать от возгорания:

пол из горючих или трудногорючих материалов под топочной дверкой — металлическим листом размерами 700×500 мм, располагаемым длинной его стороной вдоль печи;

стену или перегородку из негорючих материалов, примыкающую под углом к фронту печи, — штукатуркой толщиной 25 мм на металлической сетке или металлическим листом на асбестовом картоне толщиной 8 мм от пола до уровня, превышающего на 250 мм верх топочной дверки.

Расстояние от топочной дверки до противоположной стены должно быть не менее 1250 мм.

При конструкции перекрытия или пола из горючих и трудногорючих материалов расстояние от уровня перекрытия или пола до дна зольника должно быть не менее 140 мм, до дна газооборота — не менее 210 мм. Если перекрытие или пол выполнены из негорючих материалов, дно газооборотов и зольников может находиться на уровне перекрытия или пола.

Под каркасными печами, в том числе на ножках, пол из горючих материалов защищают от возгорания листовой сталью на асбестовом картоне толщиной 10 мм, при этом расстояние от низа печи до пола должно быть не менее 100 мм.

К дымовым трубам печи допускается присоединять патрубками длиной не более 0,4 м при следующих условиях:

расстояние от верха патрубка до потолка из горючих материалов должно быть не менее 0,5 м при отсутствии защиты потолка от возгорания и не менее 0,4 м при наличии защиты;

расстояние от низа патрубка до пола из горючих или трудногорючих материалов должно быть не менее 0,14 м.

Патрубки нужно изготовлять из негорючих материалов, обеспечивая предел огнестойкости 0,75 ч и более.

Для каждой печи предусматривают отдельную дымовую трубу (рис. 3.27) или канал, но допускается присоединять к одной трубе две печи, расположенные в одной квартире на одном этаже. При соединении труб следует предусматривать рассечки толщиной 0,12 м и высотой не менее 1 м от низа соединения труб.

При тепловой мощности печи до 3,5 кВт сечение дымовых труб принимают не менее 140×140 мм, при мощности 3,5...5,2 кВт — не менее 140×200 мм, при мощности 5,2...7 кВт — не менее 140×270 мм.

Если применяют круглые дымовые каналы, то площадь их сечения должна быть не менее площади указанных прямоугольных каналов для соответствующей мощности печи.

В дымовых каналах печей, работающих на дровах, нужно устанавливать последовательно две плотные задвижки (см. рис. 3.27, *а*), а в каналах печей, ра-

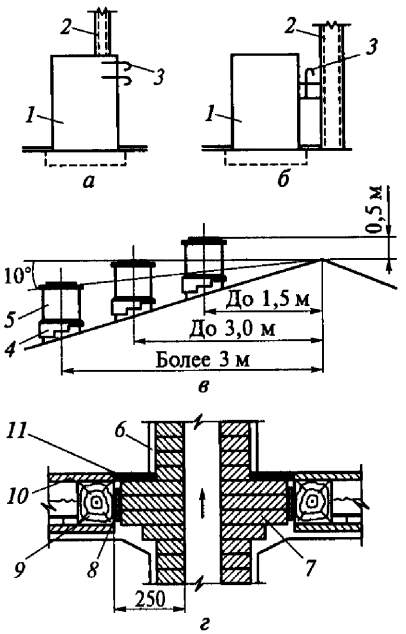


Рис. 3.27. Виды дымовых труб и их размещение:

а — насадная; *б* — коренная; *в* — устройство оголовков труб на кровле; *г* — разделка; *1* — печь; *2* — насадная дымовая труба; *3* — задвижка; *4* — выдра; *5* — оголовок трубы; *6* — глиняная обмазка; *7* — разделка из кирпича; *8* — слой асбеста; *9* — балка; *10* — деревянный пол; *11* — плитка

ботающих на угле или торфе, — одну задвижку с отверстием диаметром 15 мм (см. рис. 3.27, *б*).

Высоту дымовых труб (от колосниковой решетки до устья) следует принимать не менее 5 м.

Высоту дымовых труб, размещаемых на расстоянии, равном или большем высоты сплошной конструкции, выступающей над кровлей, следует принимать:

не менее 500 мм над плоской кровлей;

не менее 500 мм над коньком кровли или парапетом при расположении трубы на расстоянии до 1,5 м от конька или парапета (см. рис. 3.27, *в*);

не ниже конька кровли или парапета при расположении дымовой трубы на расстоянии 1,5... 3 м от конька или парапета;

не ниже линии, проведенной от конька вниз под углом 10° к горизонту, при расположении дымовой трубы от конька на расстоянии более 3 м.

Дымовые трубы следует выводить выше кровли более высоких зданий, пристроенных к зданию с печным отоплением.

Высоту вытяжных вентиляционных каналов, расположенных рядом с дымовыми трубами, следует принимать равной высоте этих труб.

Дымовые трубы нужно конструировать вертикальными, без уступов, из глиняного кирпича со стенками толщиной не менее 120 мм или из жаростойкого бетона толщиной не менее 60 мм, предусматривая в их основаниях карманы глубиной 250 мм с отверстиями для очистки, закрываемые дверками. Можно изготовлять дымовые трубы с отклонением под углом до 30° к вертикали с относом не более 1 м; при этом наклонные участки должны быть гладкими, постоянного сечения, площадью не менее площади поперечного сечения вертикальных участков. От атмосферных осадков нужно защищать устья кирпичных дымовых труб на высоту 0,2 м. Устройство зонтов, дефлекторов и других насадок на дымовых трубах не допускается. На зданиях с кровлями из горючих материалов дымовые трубы должны иметь искроуловители из металлической сетки с отверстиями размерами не более 5 × 5 мм.

Размеры разделок печей и дымовых каналов (см. рис. 3.27, *г*) с учетом толщины стенки печи нужно принимать равными 500 мм до конструкции зданий из горючих материалов и 380 мм до конструкций, защищенных от возгорания.

Толщину стенок дымовых труб или дымовых каналов в месте примыкания их к металлическим или железобетонным балкам следует принимать 130 мм.

Разделки печей и труб, установленных в проемах стен и перегородок из горючих материалов, нужно делать на всю высоту печи или дымовой трубы в пределах помещения. При этом толщину разделки следует принимать не менее толщины указанной стены или перегородки.

Зазоры между перекрытиями, стенами, перегородками и разделками следует заполнять негорючими материалами.

Отступку — пространство между наружной поверхностью печи, дымовой трубы или дымового канала и стеной, перегородкой или другой конструкцией здания, выполненной из горючих или трудногорючих материалов, следует принимать в соответствии с рекомендациями СНиП2 04.05-91* или паспортом печи завода-изготовителя.

Пол в закрытой отступке изготовляют из негорючих материалов и располагают на 70 мм выше пола помещения. В стенах, закрывающих отступку, предусматривают отверстия над полом и вверху с решетками, каждое площадью живого сечения не менее 150 см^2.

Между верхом перекрытия печи, выполненного из трех рядов кирпича, и потолком из горючих или трудногорючих материалов, защищенным штукатуркой по стальной сетке или стальным листом на асбестовом картоне толщиной 10 мм, оставляют в свету расстояние: 250 мм для печей с периодической топкой и 700 мм — для печей длительного горения, а при незащищенном потолке — соответственно 350 и 1000 мм. Для печей, имеющих перекрытие из двух рядов кирпича, указанные расстояния следует увеличить в 1,5 раза.

Между верхом металлической печи с теплоизолированным перекрытием и защищенным потолком расстояние должно быть 800 мм, а для печи с нетеплоизолированным перекрытием и незащищенным потолком —1200 мм.

Пространство между перекрытием теплоемкой печи и потолком из горючих или трудногорючих материалов допускается закрывать со всех сторон кирпичными стенками. Толщину перекрытия печи при этом следует увеличивать до четырех рядов кирпичной кладки, а расстояние от потолка принимать таким же, как указано выше. Расстояние от наружных поверхностей кирпичных или бетонных дымовых труб до стропил, обрешеток и других деталей кровли из горючих или трудногорючих материалов следует предусматривать в свету не менее 130 мм, от керамических труб без изоляции — 250 мм, а при теплоизоляции негорючими или трудногорючими материалами с сопротивлением теплопередаче 0,3 (м^2· °С)/Вт — 130 мм.

Пространство между дымовыми трубами и конструкциями кровли из негорючих или трудногорючих материалов следует перекрывать негорючими кровельными материалами.

Исходными данными для выбора отопительных печей являются расчетные тепловые потери отапливаемых помещений. Часовая тепловая мощность теплоемкой печи должна равняться (допустимое отклонение составляет ±15 %) расчетным теплопотерям, вы-

численным при средней температуре наиболее холодной пятидневки (для соответствующего района строительства).

После выбора и размещения на плане здания печей рассчитывают амплитуду колебания температуры воздуха отапливаемого помещения (см. подразд. 2.5) в период между топками по формуле

$$A_t = \frac{0,7K_н Q}{\sum B_i F_i}, \qquad (3.42)$$

где $K_н$ — коэффициент неравномерности теплопередачи печи по времени при двух топках в сутки; Q — расчетная тепловая мощность отопительной печи, Вт; B_i — коэффициент теплоусвоения соответствующего ограждения, Вт/(м · °С); F_i — площадь ограждений печи, обращенных в отапливаемое помещение, м^2.

Если амплитуда колебаний температуры воздуха в помещении в результате расчетов окажется больше 3 °С, то необходимо подобрать другую печь той же мощности, но с меньшим коэффициентом неравномерности $K_н$ (паспортная характеристика), т. е. с большей теплоаккумулирующей способностью.

3.12. Электрическое отопление

Конструктивные варианты систем электрического отопления в связи с появлением на отечественном рынке зарубежных поставщиков отопительного оборудования стали весьма разнообразны. Заслуживает внимания опыт применения электроэнергии для нагревания пола в помещении.

Подогреваемый пол (рис. 3.28) представляет собой электрическую систему отопления для дома, офиса, мастерской и т. п. Он дает достаточно теплоты при любом типе покрытий, включая плитку, ковер и даже твердую древесину. Систему «теплый пол» можно закладывать, соблюдая требования СНиП 2.04.05-91*, на этапе проектирования или устанавливать при ремонте пола в помещениях жилых, общественных и административных зданий. Подогреваемые полы обеспечивают оптимальное распределение температуры по высоте помещения (рис. 3.29).

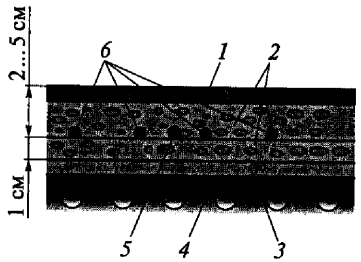


Рис. 3.28. Конструкция подогреваемого пола:

1 — керамическая плитка, линолеум, ковер; *2* — бетон (цементно-песчаная стяжка); *3* — слой теплоизоляции толщиной 2...5 см (жесткий пенопласт, пробковые плиты, изофлекс); *4* — перекрытие; *5* — датчик температуры; *6* — нагревательный кабель

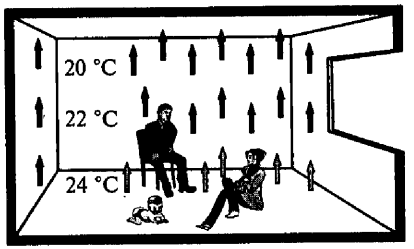


Рис. 3.29. Схема тепловых потоков в помещении с подогреваемым полом

Нагревательные секции *6* (рис. 3.30) укладывают на обогреваемую поверхность равномерно с постоянным шагом. Датчик температуры *5* (см. рис. 3.28) устанавливают в пластмассовой трубке *4* (см. рис. 3.30) между нагревательными секциями кабеля. Регулятор температуры располагают на стене в наиболее удобном месте. Монтажные провода от нагревательной секции и датчика подключают к регулятору температуры. В случае укладки нескольких нагревательных секций подключение осуществляют через распаечную коробку *3*, установленную под регулятором.

Установленная мощность нагревательных секций зависит от обогреваемой площади. Так, при обогреваемой площади 1,5...2,0 м^2 установленная мощность составляет 0,19 кВт; при 4,5...6,0 м^2 — 0,59 кВт; при 8,0...10,0 м^2 — 0,9 кВт; при 12,0...16,0 м^2 — 1,4 кВт; при 18,0...22,0 м^2 — 2,0 кВт; при 28,0...35,0 м^2 — 3,3 кВт.

«Теплый пол» используют в качестве основной системы отопления в отдельно стоящих зданиях, когда нет возможности подключиться к системе центрального отопления, или как дополнительное отопление (совместно с другими системами) для получения теплового комфорта в помещениях с холодным покрытием пола (мрамор, кафель т. д.).

В индивидуальном жилищном строительстве значительное распространение получили системы отопления с **электрическими конвекторами** (рис. 3.31). Конвекторы «Сатурн», устанавливаемые внутри здания под окнами наружных стен помещения, обеспечивают своеобразную завесу теплого воздуха вдоль холодных стен. Расчетное потребление энергии на отопление электрическим конвектором «Сатурн» 1 м^2 помещения при вы-

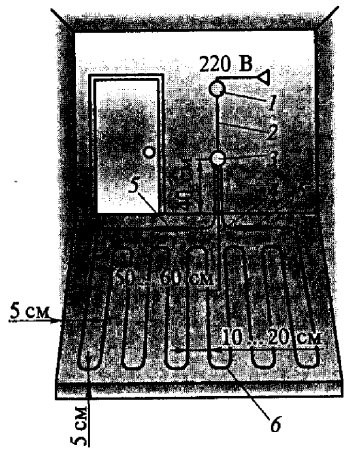


Рис. 3.30. Схема установки нагревательной секции и размещения терморегулятора:

1 — место установки регулятора; *2* — канал для электропроводов; *3* — распаечная коробка; *4* — трубка с датчиком; *5* — муфты; *6* — нагревательная секция

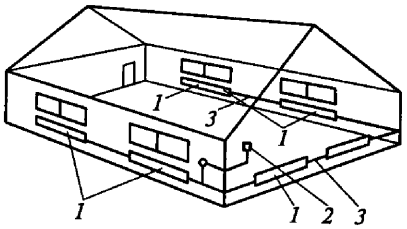


Рис. 3.31. Эскиз размещения электроконвекторов в жилом помещении:

1 — электроконвекторы; *2* — термостат; *3* — электрические провода

соте 2,7 м составляет 56 Вт · ч. Если площадь помещения 100 м², то на его отопление требуется 5,6 кВт · ч, а на поддержание стационарного теплового режима с помощью термостатов — 2,6 кВт · ч.

Расчет количества электрических конвекторов, необходимого для отопления конкретного помещения, аналогичен расчету количества конвекторов водяного отопления. Исходными данными являются тепловые потери здания, средняя наружная температура воздуха в самый холодный период года и требуемая температура в помещении. Для точного теплового расчета необходимо знать материалы стен и перекрытий, характеристики окон и дверей.

При укрупненном расчете исходят из потребляемой электроконвектором мощности, расходуемой на отопление 1 м³. Для помещений с хорошей теплоизоляцией (согласно стандартам северных европейских стран) она составляет 20 Вт/м³, со средней теплоизоляцией (стеклопакеты, утепление пенопластом стен и перекрытий) — 30 Вт/м³; со слабой теплоизоляцией (согласно стандартам, действующим в настоящее время в России) — 40 Вт/м³; для плохо изолированных зданий (склады, ангары, производственные корпуса) — 50 Вт/м³.

Рассчитав общий объем здания, оценивают требуемую мощность электроконвекторов и распределяют ее для каждого помещения. Если объем помещения больше 20 м³, то экономически целесообразно поставить один конвектор большой мощности, но чтобы обеспечить равномерность прогрева помещения, лучше устанавливать два или три конвектора, подключая их к одному термостату (как показано на рис. 3.31).

Последним достижением в области систем электрического отопления являются длинноволновые потолочные обогреватели, предназначенные для создания теплового комфорта в любых помещениях: квартирах, коттеджах, офисах, магазинах, больницах, производственных и общественных помещениях.

Эти обогреватели на сегодняшний день зарекомендовали себя как наиболее универсальные и экономичные отопительные приборы. Их можно использовать как в качестве основного, так и в качестве дополнительного отопления, причем без больших капитальных затрат, которых требует монтаж традиционных систем отопления. По своим техническим характеристикам длинноволновое отопление не имеет себе равных. Такие обогреватели быстро и эффективно создают и поддерживают микроклимат, затрачивая электроэнергии на 30...60 % меньше по сравнению с традиционными системами отопления. Аккумулирование теплоты в здании позволяет системе какое-то время работать на холостом ходу. Применение терморегуляторов обеспечивает максимальную экономию. Функция антизамерзания обеспечивает температуру 5 °С, при этом потребляется минимум энергии. Обогреватели не портят интерьер, они легко крепятся на кронштейнах к потолку, не занимая полезную площадь. Срок их службы — не менее 25 лет.

3.13. Лучистое отопление

Лучистое отопление — это передача теплоты от более нагретых поверхностей к менее нагретым посредством инфракрасного излучения. Это излучение имеет такие же свойства, как и электромагнитное излучение в любом другом диапазоне: распространяется прямолинейно, не поглощается прозрачным воздухом или вакуумом. Лучистая теплота поглощается частицами пыли или двуокисью углерода, содержащимися в воздухе.

Лучистый обогреватель самой простой конструкции представляет собой две трубы длиной около 5 м и диаметром 75 мм. Одним концом трубы соединены друг с другом. В одной трубе устанавливается газовая горелка, а в другой — вакуумный вентилятор. Над трубами крепится рефлектор из полированной стали или алюминия. Вся конструкция подвешивается высоко под крышей здания.

Во время работы горелка дает пламя, которое распространяется по длине первой трубы, а вакуумный вентилятор создает тягу для продуктов горения, которые, пройдя по всей длине устройства, выбрасываются наружу через специальный вытяжной дымоход. При этом трубы нагреваются до температуры 150...650 °С и испускают лучистую теплоту. С помощью металлического рефлектора инфракрасное излучение направляется вниз, в зоны пребывания людей.

Устройство горения состоит из двух отделений. Первое — это камера сгорания, в которой находятся головка горелки и устройство зажигания, а также пламячувствительные электроды. Во втором отделении расположены системы контроля: регулятор давления газа, клапан перекрывания подачи газа, регулятор горелки и включатель вакуумной системы обеспечения тяги. Под системами контроля расположены два индикатора — лампочки, позволяющие визуально следить снизу за правильностью процесса функционирования всего устройства.

При включении обогревателя автоматически выполняется требуемая последовательность операций. Сначала происходит автоматическая проверка системы обеспечения вакуума. Затем включает-

ся и разгоняется до рабочей скорости вентилятор, при этом приходит в рабочее состояние включатель системы обеспечения вакуума. В течение определенного времени труба продувается, благодаря чему удаляются остатки продуктов горения. После этого срабатывает свеча зажигания около головки горелки и открывается клапан подачи газа. Обычно зажигание происходит мгновенно и бесшумно, свеча зажигания отключается, и горелка начинает работать под постоянным контролем электронного детектора пламени и включателя системы обеспечения вакуума. Если в какой-либо момент пламя погаснет, то горелка тут же отключится, после чего автоматически будет осуществлена одна попытка зажигания. Если она не удастся, то вся система выключится. Если в какой-то момент времени произойдет уменьшение или потеря тяги, за чем следит система обеспечения вакуума (обеспечения вакуумной тяги), то обогреватель также сразу выключится.

В настоящее время выпускаются обогреватели мощностью 10...44 кВт с трубами прямолинейными и П-образной формы, обогреватели с индивидуальными вентиляторами и системы обогревателей, использующие один общий вытяжной вентилятор.

При проектировании системы лучистого отопления сначала рассчитывают теплопотери здания (см. подразд. 3.3), а затем определяют число и размеры лучистых обогревателей с учетом высоты их крепления под потолком и площади обогреваемой поверхности пола. Планировать размещение обогревательных установок нужно так, чтобы пол обогревался равномерно или, наоборот, меньше обогревался в местах складирования продуктов и больше — в зонах пребывания людей. В случае лучистого отопления это легко обеспечить, меняя число обогревателей на единицу площади пола. Обогреватели крепят на высоте 3,6...20 м и выше от уровня пола. При установке лучистых обогревателей нужно стараться, чтобы на наружные ограждающие конструкции попадал минимум лучистой теплоты. Обогреватели, подвешиваемые горизонтально у потолка, зарекомендовали себя лучше, чем крепящиеся наклонно на стенах.

Необходимо соблюдать минимальные расстояния от обогревателей до горючих материалов. Для обогревателя мощностью 22 кВт это расстояние обычно равно 1,25 м.

Лучистые обогреватели потребляют очень мало электроэнергии. Системы лучистого отопления позволяют избежать характерного для систем воздушного отопления значительного перепада температур у пола помещения и у его потолка. В случае воздушного отопления, т. е. обогрева помещения подогретым воздухом, при температуре у пола около 22 °С температура у потолка может достигать 30 °С и выше, в зависимости от высоты помещения. При этом значительно возрастают теплопотери здания через ограждающие конструкции, а также за счет вентиляционных выбросов значительно

нагретого внутреннего воздуха. Например, при наружной температуре 2 °С разница температур между поступающим и выходящим воздухом составляет около 28 °С. Все это приводит к возрастанию энергопотребления данного здания. В случае же использования систем лучистого отопления теплопотери снижаются, так как температура внутреннего воздуха значительно ниже. Особенно эффективно применение систем лучистого отопления в зданиях с очень высокими потолками и незначительной теплоизоляцией ограждающих конструкций, что обычно имеет место в промышленных зданиях.

Определенные преимущества имеет лучистое отопление и по сравнению с центральным паровым. Прежде всего, лучистое отопление более экономично. При центральном паровом отоплении неизбежны многочисленные тепловые потери, чего не наблюдается у систем лучистого отопления, где топливо сжигается непосредственно в месте его утилизации и отсутствуют теплопотери при передаче теплоты на расстояние. Кроме того, системами лучистого отопления легче управлять (регулировать) в случае снижения потребности тепловой нагрузки: достаточно отключить одну или несколько установок. При центральном отоплении регулировать теплоподачу значительно сложнее.

Обычно при использовании систем лучистого отопления вместо традиционных экономия энергии достигает 25...60 %.

Контрольные вопросы

1. Каким санитарно-гигиеническим требованиям должны отвечать системы отопления?
2. В каких случаях при проектировании используют параметры А и Б наружного воздуха?
3. Как влияет микроклимат на работоспособность человека?
4. Расскажите о назначении и классификации систем отопления.
5. Из чего складываются основные потери теплоты здания?
6. Как оценивают добавочные потери теплоты здания?
7. Как определяют тепловую мощность отопительных устройств?
8. Какие факторы влияют на выбор систем отопления при проектировании здания?
9. Как классифицируют системы водяного отопления?
10. Как осуществляется естественная и принудительная циркуляция воды в системах водяного отопления?
11. С какой целью производят гидравлический расчет трубопроводов систем водяного отопления?
12. Расскажите о назначении, классификации и конструктивных особенностях паровых систем отопления.
13. Как определяют диаметры паропроводов?
14. Расскажите о преимуществах и недостатках систем парового отопления.
15. В каких случаях применяют системы воздушного отопления?

16. Как классифицируют системы воздушного отопления?
17. Перечислите преимущества и недостатки систем воздушного отопления.
18. В каких случаях применяют печное отопление?
19. Расскажите о преимуществах и недостатках печного отопления.
20. В каких случаях используют для отопления электроэнергию?
21. Как устроена система «теплый пол» и в чем ее преимущество по сравнению с системой водяного отопления?
22. В каких случаях для отопления помещений применяют электрические конвекторы?
23. Расскажите о преимуществах длинноволновых потолочных электрообогревателей.
24. Что представляет собой система лучистого отопления и каковы ее преимущества по сравнению с системами воздушного и парового отопления?

Глава 4
ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

4.1. Требования к отопительным приборам

Отопительными приборами называют устройства, предназначенные для передачи тепловой энергии в отапливаемое помещение от теплоносителя. Они должны удовлетворять теплотехническим, технико-экономическим, гигиеническим, архитектурно-строительным, монтажным и эксплуатационным требованиям.

Теплотехнические требования к отопительным приборам определяют следующие их показатели: тепловую мощность, поверхность нагрева, перепад температур между поверхностью прибора и воздухом, расход теплоносителя, площадь стен и пола здания, занимаемую прибором.

Технико-экономические требования определяют такие показатели, как тепловое напряжение материала, которое оценивают количеством тепловой энергии, отдаваемой в помещение в течение 1 ч (при разности температур теплоносителя и окружающего воздуха 1 °С), отнесенной к 1 кг массы отопительного прибора, и стоимость 1 м^2 прибора.

Гигиенические требования сводятся к тому, чтобы отопительные приборы имели поверхность, доступную для уборки пыли.

Архитектурно-строительные требования состоят в том, чтобы отопительные приборы занимали минимум полезной площади, имели соответствующий эстетическим нормам внешний вид и отвечали тенденциям повышения труда при массовом производстве.

Монтажные требования к отопительным приборам сводятся к тому, чтобы эти приборы были достаточно прочными при транспортировке, имели простые крепежные узлы, допускали применение индустриальных методов монтажных работ.

Эксплуатационные требования учитывают необходимость обеспечения комфортных условий в отапливаемых помещениях независимо от изменяющихся внешних условий. Для этого отопительные приборы должны быть обеспечены средствами регулирования тепловой мощности, иметь высокую коррозионную стойкость, соответствовать требованиям СНиП 2.04.05-91*.

Отопительные приборы систем водяного и парового отоплений, применяемые в помещениях категорий А, Б и В, должны иметь гладкую поверхность. К таким приборам относятся регистры из гладких стальных труб, радиаторы секционные или панельные спаренные либо одинарные для помещений, в которых отсутствует выделение пыли и горючих материалов. Для отопления помещений категории В можно использовать конвекторы, если в помещении нет выделений горючей пыли.

4.2. Типы отопительных приборов и их характеристики

Отопительные приборы классифицируют:

по материалу, из которого они изготовлены (стальные, чугунные, алюминиевые и т.д.);

высоте (низкие, средние и высокие);

динамическим характеристикам (инерционные, малоинерционные и безынерционные);

способу передачи тепловой энергии (конвективного или радиационного теплообмена).

Ниже рассмотрены конструктивные особенности и технические характеристики наиболее распространенных отопительных приборов.

Регистры. Эти приборы находят применение в цехах промышленных предприятий со значительным выделением пыли, теплицах, помещениях машинно-тракторных станций. Их изготовляют из стальных труб диаметром 32...109 мм, соединяемых сваркой (рис. 4.1). Стальные регистры характеризуются высокими теплотехническими и гигиеническими показателями. Их коэффициент теплопередачи составляет 10,5...14 Вт/(м^2·°С). Приборы легко очищать от пыли, но из-за громоздкости, неэстетичного внешнего вида и необходимости применения ручного труда при сборке они не отвечают повышенным архитектурно-строительным и монтажным требованиям.

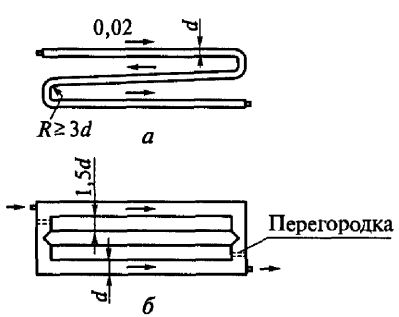


Рис. 4.1. Регистры из стальных труб: *а* — диаметром 32...40 мм; *б* — диаметром 76...109 мм

Радиаторы. Эти широко распространенные отопительные приборы изготовляют, как правило, из серого чугуна или стали.

Чугунные радиаторы состоят из секций (рис. 4.2), которые соединены друг с другом с помощью ниппелей, имеющих на одной половине длины наружную левую резьбу, а на другой — правую. Благодаря такому соединению можно получать радиаторы с различным числом секций, а значит, с различной поверхностью нагрева. Технические характеристики секций чугунных радиаторов приведены в табл. 4.1.

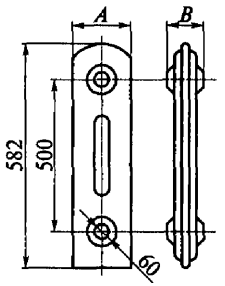


Рис. 4.2. Секция чугунных радиаторов

Чугунные радиаторы коррозионно-стойкие, имеют высокие теплотехнические показатели, их коэффициент теплопередачи составляет 9,1...10,6 Вт/(м^2·°С). Недостатками чугунных радиаторов являются: невысокая механическая прочность, малое тепловое напряжение металла, трудность изготовления (литье) и монтажа, а также неэстетичный внешний вид.

Стальные радиаторы (рис. 4.3, табл. 4.2) изготовляют из листовой стали толщиной 1,25... 1,5 мм путем автоматической сварки двух штампованных половин.

Радиаторы типа СТАЛ (сталь—алюминий) производства России, рассчитанные на рабочее давление 2,0 МПа, испытательное давление 3,0 МПа, рекомендованы для применения в системах высокого давления. По дизайну они не уступают лучшим европейским образцам, а по надежности и долговечности превосходят их.

Основные параметры радиаторов

	СТАЛ-300	СТАЛ-500
Межцентровое расстояние, мм	300	500
Высота, мм	280	580
Глубина, мм	100	100
Ширина, мм	75	75
Теплоотдача, Вт, при разности температур 70 °С	124	196
Объем, л	0,2	0,30

Таблица 4.1

Технические характеристики секций чугунных радиаторов

Модель	Площадь поверхности нагрева секции, м^2	Размеры, мм (см. рис. 4.2)		Масса секции с ниппелями и пробками, кг
		A	*B*	
М-140А	0,254	140	96	7,44
М-140АО	0,299	150	96	8,23
М-90	0,2	90	96	6,58
М-140	0,238	150	98	7,5

Примечание. Секции рассчитаны на максимальное рабочее давление 0,6 МПа; испытательное давление составляет 1,2 МПа.

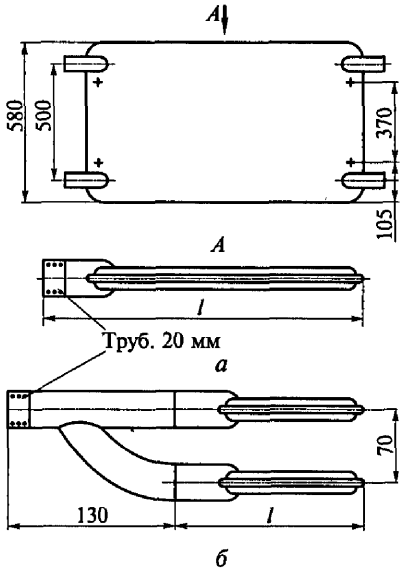


Рис. 4.3. Стальные панельные штампованные радиаторы типа РСВ:
а — РСВ1-1; *б* — РСВ1-2

Из широкой гаммы радиаторов зарубежных фирм, представленных на российском рынке отопительных приборов, следует выделить радиаторы серии CF. Секции радиатора состоят из двух стальных трубок (каналов для прохода теплоносителя), залитых под давлением высококачественным алюминиевым сплавом. При этом образуются единые (без сварочных швов) и симметричные относительно центра тяжести секции с оребрением современного дизайна. Конструкция радиатора обладает следующими преимуществами:

повышенная прочность, позволяющая применять эти радиаторы при рабочем избыточном давлении теплоносителя 2,5 МПа; испытательное давление составляет 3,75 МПа;

Таблица 4.2

Технические характеристики стальных радиаторов

Модель	Монтажная длина, мм, радиаторов		Площадь поверхности нагрева, м²
	концевых	проходных	
Однорядное исполнение			
РСВ1-1-0,98	563	648	0,73
РСВ1-1-1,20	149	834	0,93
РСВ1-1-2,13	1307	1394	1,6
РСГ2-1-0,90	600	—	0,65
РСГ2-1-1,12	750	—	0,84
РСГ2-1-2,14	1460	—	1,47
РСГ2-1-2,40	1630	—	1,98
Двухрядное исполнение			
РСВ1-2-1,55	563	648	1,46
РСВ1-2-2,62	935	1020	2,26
РСГ2-2-2,69	1220	—	2,56
РСГ2-2-3,56	1590	—	3,52

минимальная площадь поверхности контакта теплоносителя с алюминиевым сплавом (в 5—10 раз меньше, чем в обычных алюминиевых радиаторах), а также отсутствие в головках секций «карманов» — сборников газов и шлама, что сводит к минимуму опасность коррозии и образования газов, в том числе водорода;

малый внутренний объем секций (в среднем в 4 раза меньше, чем у других литых алюминиевых радиаторов), что делает радиаторы малоинерционными и позволяет более эффективно регулировать теплоотдачу как ручным, так и автоматическим способом. Кроме того, повышается экономичность системы отопления при заполнении ее антифризом;

симметричность секций (верх не отличается от низа), что существенно облегчает и ускоряет монтаж радиаторов;

оригинальная конструкция торцов секций, позволяющая при их стяжке ниппелями зажимать внутри специальных пазов торцеобразные кольцевые прокладки из термостойкой резины, которые обеспечивают (в отличие от паронитовых прокладок у других систем) высокую степень герметичности радиаторов и возможность многоразового использования прокладок

Радиаторы могут применяться в одно- и двухтрубных горизонтальных и вертикальных системах отопления с естественной и принудительной циркуляцией теплоносителя.

Для обеспечения максимальной теплоотдачи радиатор серии CF должен быть установлен на расстоянии минимум 3 см от стены, 10 см от верхней поверхности при установке в нишу и при наличии полок и 12 см от пола.

Ребристые трубы. Эти отопительные приборы, изготовляемые литьем из серого чугуна (рис. 4.4), находят широкое применение в системах водяного и парового отопления промышленных и сельскохозяйственных зданий. Круглые ребра со стороны контакта с воздухом обеспечивают отдачу конвекцией до 50 % теплоты. Технические характеристики ребристых труб приведены в табл. 4.3.

Положительными факторами, способствующими широкому распространению ребристых чугунных труб в качестве отопительных приборов, являются простота их изготовления и монтажа, а также относительно низкая стоимость. Отрицательные стороны этих приборов —низкие эстетические и гигиенические показатели, исключающие их применение в жилищном и гражданском строительстве.

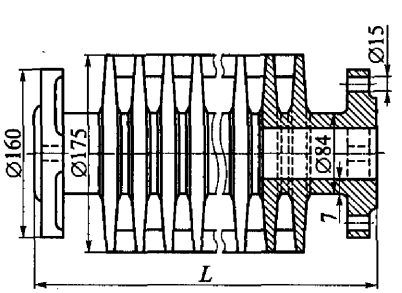


Рис. 4.4. Ребристая чугунная труба

Приборы конвекторного типа. В этих приборах бóльшая часть теплоты от теплоносителя пере-

Таблица 4.3

Технические характеристики чугунных труб

Тип	Размер, мм			Площадь поверхности нагрева, м²	Номинальный тепловой поток, Вт	Плотность номинального теплового потока, Вт/м²	Масса, кг
	Длина	Диаметр ребер	Внутренний диаметр				
ТР-1	1000	175	70	2	776	388	37,6
ТР-1,5	1500	175	70	3	1164	388	56,5
ТР-2	2000	175	70	4	1552	388	75,2

дается в отапливаемое помещение конвекцией. Они хорошо встраиваются в интерьер жилых и общественных зданий.

Конвекторы типа «Аккорд» (рис. 4.5, *а*, табл. 4.4) выпускаются без кожуха, а типа «Комфорт-20» (рис. 4.5, *б*, табл. 4.5) и «Ритм» (табл. 4.6) — с кожухом.

К недостаткам этих отопительных приборов относятся: трудность удаления пыли с ребристой поверхности; перегрев верхней зоны помещений; необходимость выпуска большого числа типоразмеров конвекторов.

Преимуществами конвекторов являются: безынерционность; сильно развитые поверхности контакта с воздухом, что обеспечивает передачу в помещение не менее 75 % тепловой энергии конвекцией; хорошие архитектурно-строительные и монтажные качества; высокие технико-экономические показатели. У конвекторов тепловое напряжение металла в 3 раза больше, чем у радиаторов.

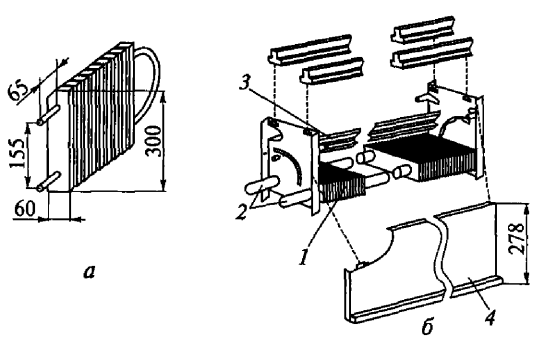


Рис. 4.5. Конвекторы:

а — типа «Аккорд»; *б* — типа «Комфорт-20»; *1* — ребра; *2* — бесшовные стальные трубы; *3* — поворотный клапан; *4* — стальной кожух

Таблица 4.4

Технические характеристики конвекторов типа «Аккорд»

Марка	Длина оребренной части, мм	Площадь поверхности нагрева, м²	Масса конвектора с кронштейном, кг	Марка	Длина оребренной части, мм	Площадь поверхности нагрева, м²	Масса конвектора с кронштейном, кг
А-12	460	0,98	4,95	А-2	1100	2,28	10,45
2А-12	460	1,96	10,26	2А- 8	1100	4,6	21,26
А-20	780	1,63	7,7	А-36	1420	2,94	13,2
2А-20	780	3,26	15,76	2А-36	1420	5,88	26,76

Примечания: 1. В марке конвертора буква А означает «Аккорд»; цифра 2 перед буквой А — два ряда конвекторов по высоте; цифры после буквы А — число элементов оребрения.

2. Конвекторы выпускаются концевыми и проходными (к марке добавляется индекс «П»).

Таблица 4.5

Технические характеристики коивекторов типа «Комфорт-20»

Марка	Длина оребренной части, мм	Расстояние между креплениями, мм	Масса, кг
КН-20-0,65	200	140	5,6
КН-20-1,7	600	540	11,75
КН-20-2,0	700	640	13,3
КН-20-2,3	800	740	14,9
КН-20-3,2	1100	1040	19,5
КН-20-3,5	1200	1140	21

Примечания: 1. Конвекторы выпускают двух модификаций: концевые — с короткой резьбой на одном конце трубы и калачом на другом; проходные — с короткой резьбой на одном и длинной на другом конце трубы.

2. Шаг пластин конвекторов — 6 мм.

3. Длина кожуха на 100 мм больше длины оребренной части.

Таблица 4.6

Технические характеристики конвекторов типа «Ритм»

Марка	Длина оребренной части нагревательного элемента, мм	Площадь поверхности нагрева, м^2	Масса, кг
КО-20-2,4К	900	2,4	22,5
КО-20-2,4П	900	2,4	22,5
КО-3,75К	1400	3,75	32
КО-3,75П	1400	3,75	32

Примечание. Общая длина на 90 мм больше длины оребренной части.

Бетонные отопительные панели. Эти панели (рис. 4.6) используют в качестве отопительных приборов в панельном домостроении. Они гигиеничны, хорошо монтируются, не занимают полезную площадь, а основную часть тепловой энергии передают в помещение лучеиспусканием.

К недостаткам отопительных приборов данного типа относятся инертность при регулировании тепловой производительности и сложность ремонта при повреждении.

Трубы для напольного отопления. В последние годы в практике проектирования и строительства жилых и общественных зданий в

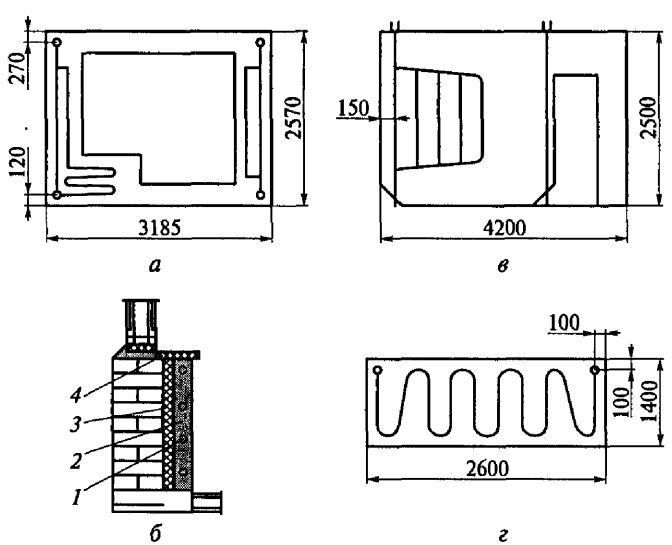


Рис. 4.6. Бетонные отопительные панели:

а — наружная; *б* — приставная подоконная; *в* — перегородочная; *г* — лестничная (в площадке); *1* — труба; *2* — панель; *3* — утеплитель; *4* — подоконник

России начинают использоваться зарубежные технологии напольного отопления. Хорошо известно, что система отопления более экономична, когда тепловые потоки направлены снизу вверх.

Большая сплошная поверхность теплоотдачи предпочтительнее малого интенсивного теплоисточника. Комбинация из теплового излучения и медленного конвективного теплообмена является наилучшим техническим решением. В соответствии с международными стандартами температура пола не должна превышать 29 °С; диапазон наиболее комфортных температур — 19...26 °С.

В настоящее время надежные системы напольного отопления стали технически возможными благодаря появлению специальных эластичных труб, укладываемых в пол. В таких системах циркулирует малый объем воды, теплота распространяется равномерно, система отопления является низкотемпературной.

Технико-экономические показатели системы напольного отопления Wirsbo

Тепловая нагрузка, Вт/м^2	80
Температура греющей воды, °С	40...45
Температура поверхности пола, °С	26
Диаметр трубы, мм	20
Шаг установки труб, мм	300
Глубина установки труб, мм	50
Расход труб, м/м^2	3,5

Преимуществами указанной системы являются:

приспособленность к различным видам полов (наливные бетонные, деревянные на балках, настеленные) и их покрытий (ковры, пиломатериалы, паркет, кафельная плитка и т.д.);

возможность использования различных источников энергии для нагревания воды (электричество, мазут, уголь, газ и т.д.);

хорошее распределение температур в помещениях;

возможность автоматического регулирования температуры в каждом помещении;

долговечность, экономичность, простота монтажа;

соответствие современным архитектурно-строительным требованиям (не нарушает современный дизайн интерьера);

высокие санитарно-гигиенические показатели.

Трубы, длина которых может достигать 480 м, легкие, хорошо сгибаются и укладываются. Патрубки и коллекторы специально спроектированы для надежной и точной сборки. Трубы крепят к стальной арматуре, после чего выполняют бетонирование. Для укладки труб могут использоваться специальные полистироловые рейки со скобами.

В настоящее время отечественная промышленность освоила выпуск металлополимерных труб, конкурентоспособных по всем параметрам с зарубежными изделиями такого рода. Сводные пра-

вила по проектированию и строительству СП 41-102-98 Госстроя России разрешают применение металлополимерных труб для систем отопления.

Приборы электрического обогрева. Из большого количества отечественных приборов указанного типа следует отметить:

отопительные приборы типа «Сатурн» — ПЭВН-6, ПЭВН-9, ПЭВН-24 мощностью соответственно 6, 9 и 24 кВт, обеспечивающие отопление помещений объемом до 170, 360 и 900 м^3 и использующие для нагревания термоэлектронагреватели (ТЭН);

приборы КВЭ-4,5 и КВЭ-15 мощностью соответственно 4,5 и 15 кВт, обеспечивающие отопление помещений объемом 170 и 500 м^3 и использующие для нагревания электродный метод;

электроконвекторы «Сатурн-250» и «Сатурн-950» мощностью соответственно 0,7 и 0,95 кВт, обеспечивающие отопление помещений объемом 12 и 40 м^3 и использующие для нагревания низкотемпературные воздушные ТЭНы.

Бытовой масляный секционный электрорадиатор «Гелиос» (рис. 4.7) предназначен для дополнительного обогрева жилых и бытовых помещений за счет естественной конвекции и низкотемпературного излучения. Он состоит из трех основных элементов: штампованного герметичного корпуса, нагревательного блока и блока управления. Внутренняя полость прибора заполнена теплоносителем (маслом). Электрорадиатор снабжен: переключателем мощности (400, 600 и 1000 Вт); терморегулятором, при помощи которого можно задать нужную температуру нагрева радиатора; термовыключателем, отключающим электрорадиатор от сети при нагревании его до температуры 120 °С; двумя индикаторными лампами.

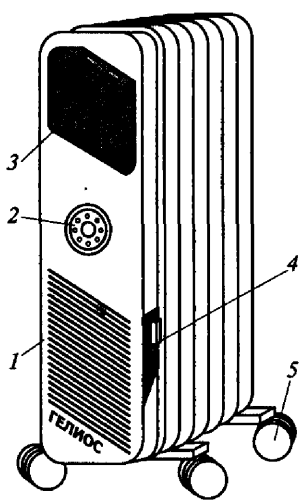


Рис. 4.7. Электрорадиатор «Гелиос»:

1 — корпус радиатора; *2* — терморегулятор; *3* — термовыключатель; *4* — механизм уборки шнура; *5* — роликовые опоры

Для удобства перемещения электрорадиатор установлен на четырех роликовых опорах, оборудован механизмом уборки электрошнура.

Из зарубежных аналогов можно упомянуть электрообогреватели фирмы NOBO серии «Safir», состоящие из двух соединенных вместе стеклянных пластин толщиной по 4 мм. На внутреннюю поверхность задней пластины нанесен невидимый электропроводящий слой, который при прохождении электрического тока выделяет теплоту. Передняя пластина выполняет роль электрической и механической защиты. Обогреватели могут крепиться к стене как вертикально, так и горизонтально, либо устанавливаться на ножки.

Нагревательные маты разработаны и выпускаются для комфортного подогрева пола в помещениях, в которых необходимо сохранить небольшую толщину стяжки пола. Толщина нагревательного кабеля составляет всего 3 мм.

4.3. Размещение и крепление отопительных приборов

Отопительные приборы в помещениях категорий А, Б и В размещают на расстоянии (в свету) не менее чем 100 мм от поверхности стен; в нишах отопительные приборы размещать не допускается.

В производственных помещениях с постоянными рабочими местами, находящимися на расстоянии 2 м или менее от окон, в местностях с расчетной температурой наружного воздуха в холодный период года –15 °С и ниже (параметры Б) отопительные приборы устанавливают под световыми проемами (окнами) для защиты работающих от холодных потоков воздуха. Эти отопительные приборы рассчитывают на возмещение потерь теплоты через наружные ограждающие конструкции на высоту до 4 м от пола или рабочей площадки, а при соответствующем обосновании — и на бóльшую высоту.

Последовательное соединение отопительных приборов («на сцепке») допускается в пределах одного помещения. Отопительные приборы гардеробных, коридоров, уборных, умывальных, кладовых можно присоединять «на сцепке» к приборам соседних помещений.

Разностороннее присоединение трубопроводов к радиаторам следует предусматривать при числе секций радиатора более 20 (в системах с естественной циркуляцией — более 15), а также при наличии не менее двух радиаторов, присоединенных «на сцепке».

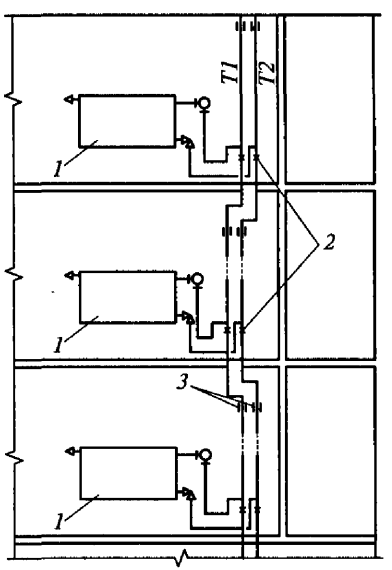


Рис. 4.8. Схема присоединения отопительных приборов к стоякам отопления из металлополимерных труб:

1 — отопительные приборы; *2* — неподвижные опоры; *3* — скользящие опоры

Подсоединение отопительных приборов к стоякам отопления из металлополимерных труб показано на рис. 4.8.

Места размещения отопительных приборов должны обеспечивать доступ для их осмотра, ремонта и очистки.

4.4. Расчет необходимой поверхности нагрева отопительных приборов

Расчетную тепловую мощность, Вт, отопительного прибора определяют по формуле

$$Q_{пр} = Q_{общ} \cdot 0,95, \qquad (4.1)$$

где $Q_{общ}$ — общие теплопотери помещения, Вт (см. подразд. 3.4); 0,95 — коэффициент, учитывающий теплоту, отдаваемую отопительными стояками и подводящими трубами.

Тепловая мощность отопительных приборов существенно зависит от ряда факторов: температуры воздуха в помещении $t_в$; температур воды на входе в прибор $t_{вх}$ и выходе из прибора $t_{вых}$; схемы питания отопительного прибора водой; затруднений теплопередачи от прибора, вызванных различными строительными конструкциями, и т.д.

В паспорте каждого отопительного прибора заводского изготовления указывается номинальная плотность теплового потока $q_{ном}$, Вт/м^2, т.е. количество теплоты, отдаваемое в единицу времени одним квадратным метром поверхности прибора.

Этот показатель получают экспериментальным путем при стандартных условиях: температура воды на входе в прибор $t_{вх}$ = 105 °С, а на выходе из него $t_{вых}$ = 70 °С; температура воздуха в помещении $t_в$ = 18 °С; расход теплоносителя (воды) в приборе 360 кг/ч; схема питания отопительного прибора — сверху вниз; прибор установлен без ограждений и конструктивных строительных помех.

Расчетная плотность теплового потока в реальных условиях отличается от номинальной плотности, и определить ее можно, используя экспериментальную формулу

$$q_{пр} = q_{ном}\left(\frac{\Delta t_{ср}}{70}\right)^{1+n}\left(\frac{G_{пр}}{360}\right)^{p}, \qquad (4.2)$$

где $\Delta t_{ср}$ — температурный напор, °С, при реальных условиях, отличных от стандартных; 70 — температурный напор, °С, при стандартных условиях, указанных выше [$(t_{вх} + t_{вых})/2 - t_в = (105 + 70):2 - 18 \approx 70$ °С]; $G_{пр}$ — фактический расход воды в приборе, кг/ч; 360 — стандартный расход воды в приборе, кг/ч; n и p — экспериментальные показатели, приведенные в табл. 4.7.

Таблица 4.7

Значения показателей n и p, используемых при расчете плотности теплового потока отопительных приборов

Отопительный прибор	Фактический расход воды через прибор $G_{пр}$, кг/ч	Показатели		Схема подключения прибора
		n	p	
Радиатор чугунный секционный	18...50 51...535 536...900	0,30 0,30 0,30	0,02 0 0,01	Сверху вниз
	18...60 61...900	0,25 0,25	0,12 0,04	Снизу вверх
	18...115 116...900	0,15 0,15	0,08 0	То же
Стальная панель типа РСВ	22...288 324...900	0,30 0,30	0,025 0	»
	22...188 324...900	0,25 0,25	0,08 0	»
Труба чугунная ребристая	36...900	0,25	0,07	Любая
Конвектор типа «Аккорд»	36...900	0,20	0,03	»
Конвектор типа «Комфорт-20»	36...90 91...900	0,35 0,35	0,18 0,07	»
Конвектор типа «Ритм»	36...90 91...900	0,30 0,30	0,18 0,07	»

Расчетную площадь поверхности нагрева отопительного прибора, м^2, независимо от вида теплоносителя можно определить по формуле

$$F_{пр} = \frac{Q_{пр}}{q_{пр}}\beta_1\beta_2, \qquad (4.3)$$

где β_1 — коэффициент, учитывающий понижение температуры воды в трубопроводах (табл. 4.8); β_2 — коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты участком стены, на котором размещен отопительный прибор (табл. 4.9).

По каталогу типовых отопительных приборов принимают площадь поверхности нагрева (типоразмер прибора), равную или ближайшую бóльшую к полученной расчетом.

Таблица 4.8

Коэффициент β_1, учитывающий остывание воды в трубах двухтрубной системы водяного отопления с нвсосной циркуляцией при прокладке отопительных стояков открыто

Число этажей в здании	Значения β_1 при расчетном этаже				
	1-м	2-м	3-м	4-м	5-м
Системы с нижней разводкой					
2	1,00	1,05	—	—	—
3	1,00	1,00	1,05	—	—
4	1,00	1,00	1,05	1,10	—
5	1,00	1,00	1,05	1,05	1,10
Системы с верхней разводкой					
2	1,05	1,00	—	—	—
3	1,05	1,03	1,00	—	—

Примечание. В системах с естественной циркуляцией принимают $\beta_1 = 1{,}4$; в однородных системах водяного отопления и паровых системах $\beta_1 = 1{,}00$.

Таблица 4.9

Коэффициент β_2, учитывающий место размещения отопительного прибора

Отопительный прибор	Значения β_2 при размещении прибора	
	у наружной стены, в том числе под световым проемом	у остекления светового проема
Радиатор:		
чугунный секционный	1,02	1,07
стальной панельный	1,04	1,10
Конвектор:		
с кожухом	1,02	1,05
без кожуха	1,03	1,07

Для определения числа секций чугунных радиаторов в отопительном приборе можно использовать формулу

$$N = \frac{F_{\text{пр}}\beta_4}{f\beta_3}, \qquad (4.4)$$

где β_4 — коэффициент, учитывающий способ установки радиатора в помещении (рис. 4.9); f — площадь, м^2, поверхности нагрева одной секции радиатора, принятого к установке в конкретном помещении; β_3 — коэффициент, учитывающий ухудшающиеся условия передачи радиатором теплоты в зависимости от числа секций в нем.

Значения коэффициента β_3 можно подсчитать по формуле

$$\beta_3 = 0{,}92 + \frac{0{,}16}{F_{\text{пр}}}. \qquad (4.5)$$

При определении числа секций в отопительном приборе вычисленное по формуле (4.4) значение округляют до целого числа, учитывая, что требуемый по расчету тепловой поток от прибора при этом не должен уменьшаться более чем на 60 Вт или 5 %.

При расчете поверхности нагрева отопительных приборов, присоединенных к однотрубным стоякам с замыкающими участками и кранами двойной регулировки на подводках (т. е. в местах подвода воды к приборам), температуру воды на выходе из прибора следует вычислять по формуле

$$t_{\text{вых}} = t_{\text{вх}} - \frac{3{,}6Q_{\text{пр}}}{cG_{\text{ст}}\alpha}, \qquad (4.6)$$

где $t_{\text{вх}}$ — температура воды на входе в отопительный прибор, °С; $Q_{\text{пр}}$ — расчетная тепловая мощность прибора, Вт; c — удельная массовая теплоемкость воды, кДж/(кг · °С); $G_{\text{ст}}$ — количество (расход) воды, проходящей через стояк, кг/ч; α — коэффициент затекания воды, учитывающий долю воды, затекающей в прибор, от всей воды, протекающей по стояку.

Количество проходящей через стояк воды можно определить по формуле

$$G_{\text{ст}} = \frac{3{,}6\sum Q_{\text{пр}}}{c\left(t_{\text{г}} - t_{\text{о}}\right)}, \qquad (4.7)$$

где $Q_{\text{пр}}$ — общая тепловая мощность всех отопительных приборов, присоединенных к стояку, Вт; $t_{\text{г}}$ и $t_{\text{о}}$ — температуры подаваемой (горячей) и обратной воды в системе отопления.

В проточных стояках вся вода попадает в отопительный прибор, поэтому коэффициент затекания α принимают равным 1,0.

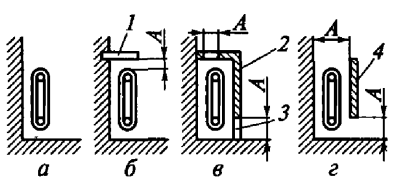


Рис. 4.9. Варианты установки отопительных приборов:

а — открытая ($\beta_4 = 1{,}0$); *б* — открытая с подоконником (при $A = 40$ мм $\beta_4 = 1{,}05$; при $A = 100$ мм $\beta_4 = 1{,}02$); *в* — с полным укрытием (при $A = 260$ мм $\beta_4 = 1{,}12$; при $A = 150$ мм $\beta_4 = 1{,}25$); *г* — с щитком ($\beta_4 = 0{,}9$); *1* — подоконник; *2* — укрытие; *3* — решетка; *4* — щит

Коэффициент α зависит от соотношения диаметров стояка, замыкающего участка, подводок и скорости воды в стояке. Для отопительных приборов, присоединенных к однотрубным стоякам с помощью стандартных радиаторных узлов, α изменяется от 0,37 до 0,6 в зависимости от условных диаметров подводок и скорости, м/с, воды в стояке.

Для каждого отопительного прибора необходимо вычислить температуру воды на выходе из прибора $t_{вых}$, рассчитать температурный перепад Δt_p, после чего следует определить плотности тепловых потоков всех приборов, присоединенных к отопительному стояку. Дальнейший расчет ведут по приведенным выше формулам.

Контрольные вопросы

1. Каким требованиям должны удовлетворять отопительные приборы?
2. Назовите основные типы отопительных приборов.
3. В каких случаях применяют регистры?
4. Какими преимуществами и недостатками обладают радиаторы, конвекторы, ребристые трубы?
5. Как устраивают напольное отопление и в чем его преимущество по сравнению с другими отопительными приборами?
6. Какие требования предъявляют к размещению и креплению отопительных приборов?
7. Как рассчитывают необходимую поверхность нагрева отопительных приборов?
8. Как определяют число секций чугунных радиаторов в отопительном приборе?

Глава 5
АРМАТУРА И ТРУБОПРОВОДЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

5.1. Трубопроводная арматура

Условное обозначение арматуры включает в себя номер, который соответствует виду промышленной трубопроводной арматуры, например: краны пробкоспускные — 10; краны для трубопроводов — 11; вентили — 14 и 15; клапаны обратные подъемные и приемные с сеткой — 16, предохранительные — 17, редукционные — 18, обратные поворотные — 19, регулирующие давление, расход — 25; задвижки — 30 и 31.

За номером следуют одна или две буквы, обозначающие материал, из которого изготовлен корпус изделия. Например: сталь углеродистая — с, легированная — лс, нержавеющая — нж; чугун серый — ч, ковкий — кч; латунь, бронза — л; алюминий — а; пластмассы — п; винипласт — вп; фарфор — к; титан — тн; стекло — ск.

Далее идут цифры, обозначающие конструктивные особенности изделия в пределах данного типа и вид привода. Одна или две цифры после букв обозначают номер модели (привод ручной с маховиком); при наличии трех цифр первая обозначает вид привода, а две последующие — номер модели.

Вид привода обозначают следующими цифрами: механический с передачей червячной — 3, цилиндрической — 4, конической — 5; пневматический — 6; гидравлический — 7; электромагнитный — 8; электрический — 9.

На материал уплотнительной поверхности запорного элемента указывают последние одна или две буквы: латунь, бронза — бр; сталь нержавеющая — нж; баббит — бт; стеллит — ст; сормайт — ср; кожа — к; эбонит — э; резина — р; винипласт — вн; прочие пластмассы — п; уплотнительные поверхности без вставных колец — бк.

Пример обозначения: задвижка 30с76бр. Здесь цифры 30 указывают на вид изделия — задвижка; буква «с» обозначает материал корпуса — сталь; цифры 76 характеризуют разновидность задвижки; буквы «бр» показывают, что материал запорного элемента — бронза.

Таблица 5.1

Виды приводов задвижек (ГОСТ 9698—86)

Диаметр условного прохода D_y, мм	Давление теплоносителя, МПа	Вид привода
40...1600	0,1...1	Ручной или электропривод
200...2400	0,1...1	Электропривод
50...1200	1,6	»
50...600	1,6	Ручной
15...800	2,5	»
100...200	2,5	Электропривод

Примечание. При техническом обосновании задвижки изготовляют с пневмо- или гидроприводом.

Таблица 5.2

Размеры, мм, задвижек с выдвижным шпинделем (см. рис. 5.1)

Тип задвижки	Давление теплоносителя, МПа	D_y	L	H	D_0	Размеры присоединительных фланцев		
						D	D_1	D_2
Параллельная чугунная:								
с ручным приводом	1,0	50	180	350	160	160	125	102
		100	230	525	200	215	180	158
		150	280	720	240	280	240	212
		250	450	1090	320	390	350	320
с электроприводом	1,0	100	230	765	140	215	180	198
		200	280	940	140	280	240	212
		250	450	1255	240	390	350	320
Клиновая с ручным приводом:								
чугунная	0,4	50	150	260	100	130	101	75
		100	190	568	120	205	170	148
		200	230	1105	360	315	280	258
		250	250	1225	400	370	335	312
стальная	1,6	50	180	480	240	160	125	102
		100	230	680	240	215	180	158
		200	280	920	400	280	240	212
		250	450	1400	560	405	365	320
	2,2	50	250	400	200	160	125	102
		100	300	645	280	230	190	138
		200	350	780	320	300	250	212
		250	450	1280	450	425	370	320

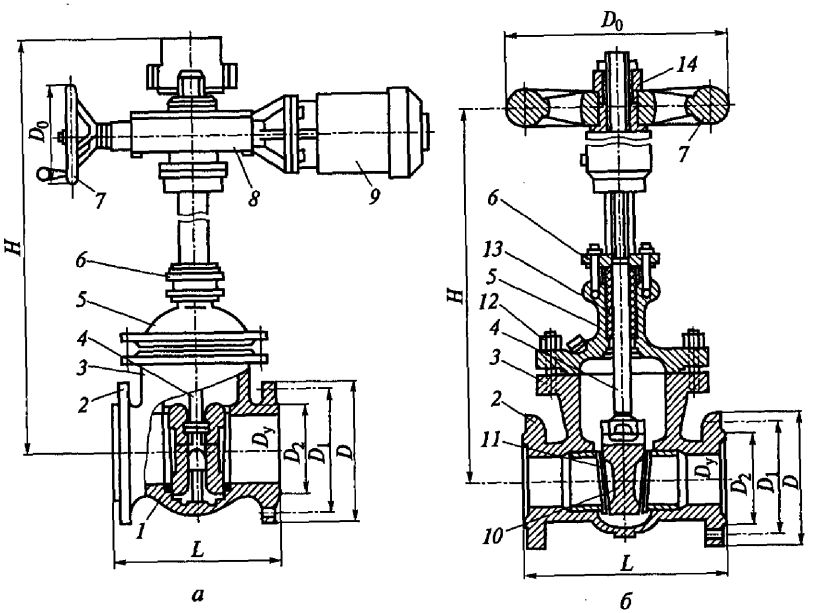


Рис. 5.1. Задвижки:

а — параллельная с электроприводом; *б* — клиновая с ручным приводом; *1* — кольцо; *2* — фланец; *3* — корпус; *4* — шпиндель; *5* — крышка корпуса; *6* — крышка сальника; *7* — маховик; *8* — редуктор; *9* — электродвигатель; *10* — клин; *11* — диск; *12* — болт с гайкой; *13* — сальниковая набивка; *14* — гайка

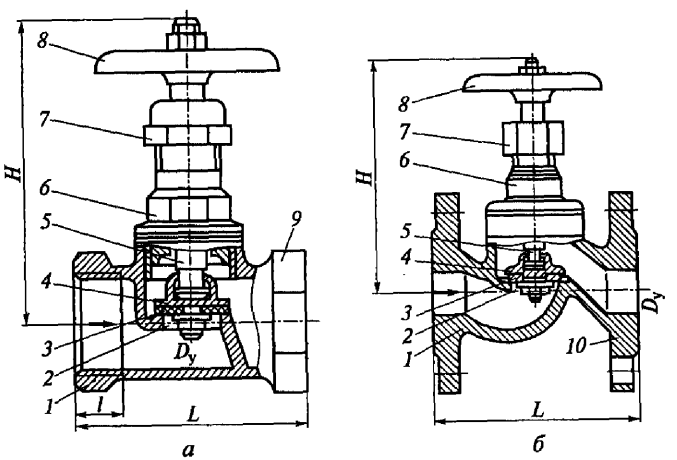


Рис. 5.2. Вентили:

а — запорный муфтовый; *б* — запорный фланцевый; *1* — корпус; *2* — отверстие; *3* — уплотнительное кольцо; *4* — золотник; *5* — шпиндель; *6* — крышка; *7* — накидная гайка; *8* — маховик; *9* — полумуфта; *10* — фланец

Таблица 5.3

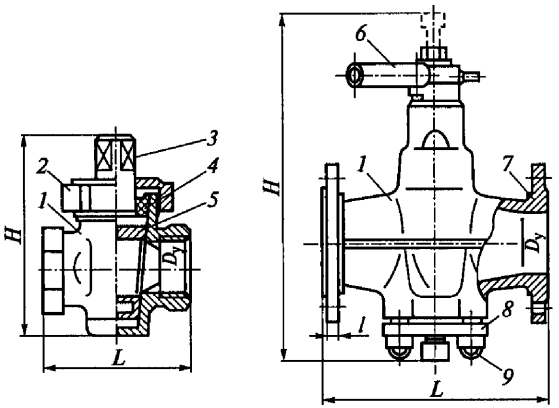
Размеры, мм, запорных вентилей (см. рис. 5.2)

Тип вентиля	Параметры теплоносителя		D_y	L	H	l
	Давление, МПа	Температура, °С, не более				
Муфтовый:						
из ковкого чугуна						
15кч4к и 15кч4р	1	50	65	210	202	25
			80	290	230	28
15кч18к и 15кч18р	1	50	15	90	110	12
			25	120	132	16
			40	170	164	20
15кч18п	1,6	225	50	200	165	22
из серого чугуна						
15ч8к и 15ч8р	1	50	15	90	116	14
			25	120	148	18
			40	170	177	22
			65	260	245	26
15ч8п2	1,6	200	15	90	118	14
			25	120	143	18
			40	170	180	22
латунный:						
15л13бк	1,6	200	15	55	80	12
			25	80	100	16
			40	110	120	20
15л3к и 15л3р	1	50	15	55	80	12
			25	80	100	16
			40	110	120	20
Фланцевый с крышкой на резьбе 15кч16бр	2,5	200	32	180	210	—
			50	230	235	—
			80	310	325	—
Из ковкого чугуна с муфтой и цапфой 15кч11р	1,6	50	50	160	165	22

Запорная арматура предназначена для перекрытия потока, переключения его направления, изменения расхода, давления и скорости в зависимости от требований технологического процесса.

Задвижки (рис. 5.1, табл. 5.1 и 5.2) устанавливают на трубопроводах при помощи фланцев.

Вентили (рис. 5.2, табл. 5.3) классифицируют по следующим признакам: по конструкции корпуса — на *проходные*, *угловые* и *прямоточные*; конструкции крышки корпуса — на вентили *с крышкой*



а *б*

Рис. 5.3. Пробковые краны:

а — муфтовый сальниковый; *б* — фланцевый со смазкой; *1* — корпус; *2* — накидная гайка; *3* — хвостовик; *4* — сальниковая набивка; *5* — пробка; *6* — ручка; *7* — фланец; *8* — шайба; *9* — гайка

Таблица 5.4

Размеры, мм, кранов (см. рис. 5.3)

Тип крана	Параметры теплоносителя		D_y	L	H	l
	Давление, МПа	Температура, °С, не более				
Пробковый проходной муфтовый латунный:						
натяжной 11л1бк	0,6	100	15	55	65	35
			20	65	76	40
			40	110	120	62
			50	130	143	75
сальниковый 11лсбк	1	100	10	50	61	22
			15	55	75	26
			20	65	90	31
			40	110	168	79
			50	130	186	85
Пробковый трехходовой сальниковый фланцевый чугунный 11ч18бк	0,6	100	25	145	185	50
			40	180	276	95
			80	260	406	145
			100	350	440	165
Фланцевый стальной со смазкой КСР-16	1,6	100	50	250	410	14
			80	280	478	17
			100	300	535	17
			150	350	710	21

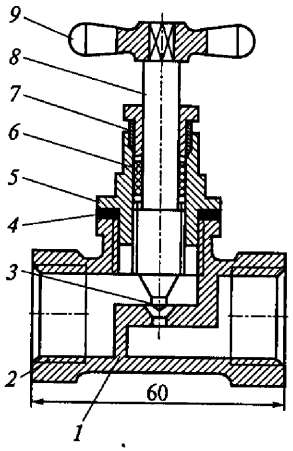


Рис. 5.4. Дроссельный регулирующий кран:

1 — корпус; *2* — полумуфта; *3* — золотник; *4* — прокладка; *5* — крышка; *6* — сальник; *7* — запорная гайка; *8* — шток; *9* — маховик

на резьбе и *с крышкой на шпильках*; способу уплотнения шпинделя — на *сальниковые* и *сильфонные*; способу присоединения корпуса к трубопроводу — на *фланцевые* и *муфтовые*; конструкции запорного элемента — на *тарельчатые* и *игольчатые*.

Краны (рис. 5.3, табл. 5.4) в зависимости от давления между корпусом и пробкой подразделяют на *натяжные*, *сальниковые* и *краны со смазкой*, а по типу соединения с трубопроводами — на *муфтовые* и *фланцевые*.

Обратные клапаны применяют для предотвращения обратного тока воды в трубопроводах. Основным узлом обратного клапана является запорный элемент, который пропускает воду в одном направлении и перекрывает проход при движении ее в обратном направлении.

Редукционные клапаны предназначены для понижения и поддержания на определенном уровне давления теплоносителя (воды или пара). Клапаны устанавливают на горизонтальных участках трубопроводов в строго вертикальном положении регулирующим механизмом (цилиндр с маховиком) вниз. Диапазон настройки давления 0,1...1 МПа. В зависимости от регулируемого давления в клапанах используют две сменные пружины: на давление до 0,4 и до 1 МПа.

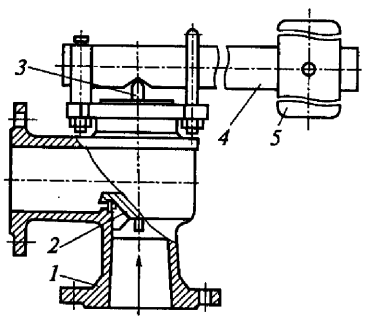


Рис. 5.5. Фланцевый предохранительный рычажно-грузовой клапан:

1 — фланец; *2* — клапан; *3* — шток; *4* — рычаг; *5* — груз

Регулирующие краны дроссельные двойной регулировки КРД (рис. 5.4) предназначены для регулирования теплоотдачи нагревательных приборов систем водяного отопления при температуре теплоносителя до 150 °С и давлении 1 МПа.

Предохранительные клапаны (рис. 5.5) обеспечивают предотвращение аварии в

системах, работающих в условиях повышенного давления. При повышении давления в системе сверх допустимого предохранительный клапан автоматически открывается и давление падает. При снижении давления до установленного значения клапан автоматически закрывается.

5.2. Трубопроводы систем отопления

Рекомендации по выбору труб для систем отопления и внутреннего теплоснабжения приведены в табл. 5.5.

Для систем воздушного отопления, воздушных завес и других периодически работающих установок, если они могут нарушать гидравлическую устойчивость постоянно действующих систем, трубопроводы от распределительных коллекторов к ним целесообразно прокладывать раздельно.

Скорость движения воды в трубах систем водяного отопления принимают в зависимости от допустимого уровня звука в помещении: при уровне выше 40 дБ — не более 1,5 м/с в общественных зданиях и помещениях, не более 2 м/с в административно-бытовых зданиях и помещениях, не более 3 м/с в производственных зданиях и помещениях; при уровне 40 дБ и ниже — по табл. 5.6.

Таблица 5.5

Рекомендации по выбору труб

Теплоноситель	Трубы с наружным диаметром, мм	
	60 и менее	более 60
Горячая вода	Электросварные Легкие	Электросварные
Насыщенный пар	Электросварные Обыкновенные	»

Примечания: 1. Толщину стенки трубы следует принимать максимальной для расчетного диаметра трубы с учетом соединений на резьбе или сварке.

2. Обыкновенные и легкие трубы допускается применять на участках соединений трубопроводов с арматурой и отопительными приборами на резьбе, а также для гнутых участков трубопроводов.

3. Электросварные трубы, предназначенные для гнутых участков трубопроводов, а также для трубопроводов пара давлением выше 70 кПа, должны быть термообработаны.

4. Для трубопроводов при скрытой прокладке, а также для элементов системы отопления, встроенных в строительные конструкции зданий, следует применять обыкновенные трубы.

5. Соединения стальных электросварных труб следует выполнять на сварке.

6. Для дренажных и воздуховыпускных трубопроводов следует применять оцинкованные трубы.

Таблица 5.6

Допустимая скорость движения воды

Допустимый уровень звука в помещении, дБ	Скорость, м/с, при коэффициенте местных сопротивлений узла отопительного прибора или стояка с арматурой, приведенного к скорости теплоносителя в трубе				
	5	10	15	20	30
25	1,5/1,5	1,1/0,7	0,9/0,55	0,75/0,5	0,6/0,4
30	1,5/1,5	1,5/1,2	1,2/1	1,05/0,8	0,85/0,65
35	1,5/1,5	1,5/1,5	1,5/1,1	1,2/0,95	1/0,8
40	1,5/1,5	1,5/1,5	1,5/1,5	1,5/1,5	1,3/1,2

Примечания: 1. В числителе приведены допустимые скорости теплоносителя при применении кранов пробочных, трехходовых и двойной регулировки, в знаменателе — при применении вентилей.

2. Скорость движения воды в трубах, прокладываемых через несколько помещений, следует определять, принимая в расчет: помещение с наименьшим допустимым уровнем звука; арматуру с наибольшим коэффициентом местного сопротивления, устанавливаемую на любом участке трубопровода, прокладываемого через это помещение, при длине участка 30 м в обе стороны от помещения.

Скорость движения пара в трубопроводах следует принимать по табл. 3.16.

При применении насосов системы водяного отопления рассчитывают на давление, развиваемое насосом (кроме подпитывающих насосов).

Эквивалентную шероховатость внутренней поверхности стальных труб систем отопления и внутреннего теплоснабжения принимают: для воды и пара — 0,2 мм, конденсата — 0,5 мм; при непосредственном присоединении систем внутреннего теплоснабжения производственных зданий к тепловой сети — соответственно 0,5 и 1 мм.

Трубопроводы систем отопления прокладывают открыто; для выполнения скрытой прокладки должно быть соответствующее технико-экономическое обоснование. При скрытой прокладке трубопроводов предусматривают люки в местах расположения разборных соединений и арматуры.

В системах отопления предусматривают устройства для их опорожнения. Арматуру и дренажные устройства, как правило, не следует размещать в подпольных каналах. Стояки систем парового отопления, по которым образующийся конденсат стекает против движения пара, проектируют высотой не более 6 м. Уклоны трубопроводов воды, пара и конденсата нужно принимать не менее 0,002, а уклон паропроводов против движения пара — не менее 0,006. Трубопроводы воды допускается прокладывать без уклона при скорости движения воды в них 0,25 м/с и более.

Трубопроводы в местах пересечения перекрытий, внутренних стен и перегородок прокладывают в гильзах из негорючих материалов. Края гильз должны находиться на одном уровне с поверхностями стен, перегородок и потолков, но на 30 мм выше поверхности чистого пола. Зазоры и отверстия в местах прокладки трубопроводов заделывают негорючими материалами, обеспечивая нормируемый предел огнестойкости ограждений. Прокладка или пересечение в одном канале трубопроводов отопления с трубопроводами горючих жидкостей, паров и газов с температурой вспышки 170 °С и менее или агрессивных паров и газов не допускается.

5.3. Использование металлополимерных труб в системах отопления

Металлополимерная труба (рис. 5.6) сочетает в себе следующие достоинства металлической и пластмассовой труб: 100%-ная кислородонепроницаемость; коррозионная стойкость; отсутствие минеральных отложений на стенках трубы; долговечность (не менее 25 лет); морозоустойчивость; надежность работы в условиях повышенной сейсмичности; повышенная шумопоглощающая способность; удобство транспортирования; технологичность монтажа — трубы легко гнутся, позволяют огибать элементы помещений, не требуется точная подгонка линейных размеров, монтаж выполняется непосредственно (без сварки, нарезки резьбы) с оборудованием и приборами из стали, латуни, пластмасс при помощи соединительных деталей.

Госстрой России своими нормативными документами (СНиП 2.04.05-91* и Сводом правил СП41-102-98) разрешил для систем отопления применять трубы и детали, изготовленные из полиэтилена с усовершенствованной молекулярной структурой (ПЭс), полипропилена (ПП-3), хлорированного поливинилхлорида (ХПВХ), металлополимера (МП), которые отвечают санитарным нормам. Некоторые физические характеристики этих труб приведены в табл. 5.7.

Применять металлополимерные трубы разрешено в системах отопления, расчетная температура которых не превышает 90 °С при давлении в трубах не более 1,0 МПа. Эти трубы могут быть использованы в системах центрального, местного отопления жилых, общественных, административно-бытовых и промышленных зданий, вновь возводимых и реконструируемых, а также для систем подогрева грунта в теплицах и оранжереях.

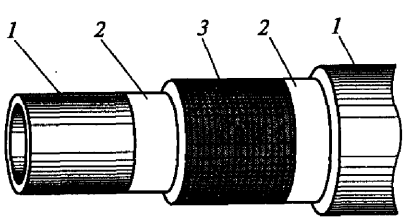


Рис. 5.6. Конструкция металлополимерной трубы:

1 — полиэтилен; *2* — клеевой слой; *3* — металлическая часть (алюминий)

Таблица 5.7

Физические характеристики полиэтиленовых, полипропиленовых и металлополимерных труб

Показатель	Единица измерения	Значение показателя для труб			
		ПЭс	ПП-3	ХПВХ	МП
Модуль упругости	МПа	600	800	3700	—
Коэффициент теплопроводности	Вт/(м · °С)	0,41	0,24	0,14	0,45

Прокладывать металлополимерные трубы в помещениях категории Г по пожарной опасности, а также в помещениях с источниками тепловых излучений, имеющими температуру поверхности более 150 °С, не допускается. Эти трубы не могут быть использованы без защитных экранов в помещениях, вблизи которых возможно проведение электродуговой или газовой сварки при аварийных ремонтных работах.

Тип труб выбирают с учетом условий работы трубопровода, давления и температуры теплоносителя, необходимого срока службы, места прокладки труб и назначения помещения.

Прокладку металлополимерных труб систем отопления, как правило, выполняют скрытой в плинтусах, за экранами, в штробах, шахтах и каналах. Открытая прокладка труб возможна в местах, где исключаются их механическое и термическое повреждения и прямое воздействие ультрафиолетового излучения. Способ прокладки труб должен предусматривать возможность замены их при ремонте.

Замоноличивание труб (без кожуха) в строительные конструкции допускается в зданиях со сроком службы менее 20 лет при расчетном сроке службы труб 40 лет и более.

При скрытой прокладке трубопроводов следует предусматривать возможность доступа в места расположения разборных соединений и арматуры при ремонте.

Систему теплоснабжения нужно комплектовать приборами автоматического регулирования параметров теплоносителя (температуры, давления) с целью защиты от превышения допустимых их значений. Не допускается применение металлополимерных труб в системах с элеваторными узлами. Трубопроводы из металлополимерных труб можно применять только после запорной арматуры на тепловых пунктах.

Для расширительного, предохранительного, переливного, сигнального трубопроводов эти трубы применять нельзя.

Системы центрального отопления, полностью или частично смонтированные из металлополимерных труб, подразделяют:

на системы напольного отопления, в которых металлополимерные трубы являются одновременно и нагревательными элементами (с температурой теплоносителя не выше 55 °С);

системы с трубопроводами из металлополимерных труб и нагревательными приборами (радиаторами, конвекторами) или в комбинации с системой кондиционирования воздуха.

Системы с металлополимерными трубами выполняют с нижней и верхней разводкой, однотрубными и двухтрубными.

Металлополимерные трубы целесообразно использовать в системах:

с горизонтальными двухтрубными ветками для группы параллельно-последовательно подсоединенных отопительных приборов (рис. 5.7);

с горизонтальными однотрубными ветками для последовательно подсоединенных приборов (рис. 5.8);

с распределительными коллекторами.

Скорость теплоносителя в трубопроводах из таких труб можно принимать на 20 % больше, чем в стальных трубопроводах.

Тепловой поток Q, Вт, металлополимерных труб можно определять по формуле

$$Q = \frac{2\pi\lambda l\left(t_c^в - t_c\right)}{2{,}3\lg\left(d_н/d_в\right)} = \frac{\pi l\left(t - t_{вз}\right)}{\left(1/\alpha_н\right)d_н + \left(1{,}15/\lambda\right)\lg\left(d_н/d_в\right) + \left(1/\alpha_{вн}\right)d_в}, \quad (5.1)$$

где λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м · °С); l — длина трубы, м; $t_c^в$ — температура на внутренней поверхности трубопровода, °С; t_c — температура на наружной поверхности трубопровода, °С; $d_н$ — наружный диаметр трубы, мм; $d_в$ — внутренний диаметр трубы, мм; t — температура теплоносителя, °С; $t_{вз}$ — температура воздушной среды, °С; $\alpha_н$ — коэффициент наружной теплоотдачи, Вт/(м^2 · °С); $\alpha_{вн}$ — коэффициент внутренней теплоотдачи, Вт/(м^2 · °С).

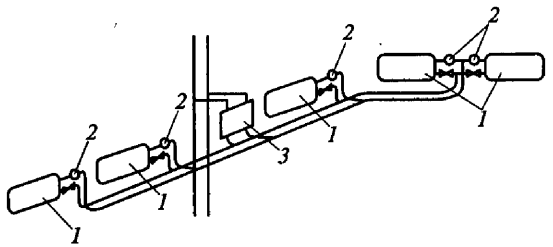


Рис. 5.7. Система отопления с горизонтальными двухтрубными ветками для параллельно-последовательно подсоединенных отопительных приборов:
1 — отопительные приборы; *2* — встроенные терморегуляторы; *3* — поквартирный тепловой пункт

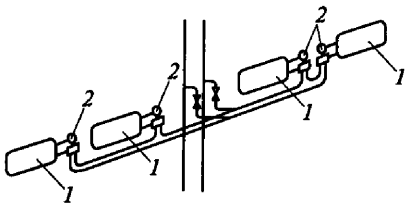


Рис. 5.8. Система отопления с горизонтальными однотрубными ветками для последовательно соединенных отопительных приборов:
1 — отопительные приборы; *2* — встроенные терморегуляторы

Расчетный тепловой поток при скрытой прокладке одиночных труб, замоноличенных в легком бетоне с пластификатором, увеличивается в 1,1 — 1,15 раза.

При прокладке труб в стандартных штробах, целиком заполненных самотвердеющей пенистой изоляцией, тепловой поток труб снижается в случае размещения в наружных стенах на 15...20 %, во внутренних перегородках — на 5...10 %.

Перед началом монтажа трубопроводов целесообразно выполнить следующие подготовительные операции:

отобрать трубы и соединительные детали, прошедшие входной контроль;

разметить трубу в соответствии с проектом или по месту с учетом припуска на последующую обработку при максимальном использовании материала труб. Разметка труб может быть осуществлена стандартными мерительными инструментами: измерительной линейкой, складным метром, рулеткой, а также специально изготовленным шаблоном и разметочным приспособлением;

карандашом или маркером нанести на поверхность трубы риски для разрезки. Нанесение для этой цели царапин или надрезов недопустимо.

Разрезку труб производят в соответствии с разметкой ножницами под углом 90° к оси трубы, не допуская смятия трубы и образования заусенцев. Отклонение плоскости реза не должно превышать 5°.

Для устранения погрешностей необходимо осуществлять калибровку концов труб с помощью развертки. Овальность торцов труб должна быть не более 1 %.

После окончания монтажных работ проводят испытание системы на герметичность при давлении, превышающем рабочее в 1,5 раза, но не менее 0,6 МПа. Температуру воды поддерживают постоянной.

При подготовительных работах перед гидравлическими испытаниями системы необходимо:

отключить (временно снять) предохранительные клапаны, регулировочные клапаны, датчики и другую арматуру, если ее допустимое давление меньше пробного давления;

на место снятых элементов поставить заглушки или запорные клапаны, допустимое давление для которых больше пробного давления;

подключить к системе манометр с точностью измерения 0,01 МПа.

При открытых воздухоспускных устройствах систему заполняют водой медленно во избежание образования воздушных пробок.

Гидравлические испытания проводят при постоянной температуре в два этапа:

1-й этап —в течение 30 мин дважды поднимают давление до расчетного значения с интервалом 10 мин. В последующие 30 мин падение давления в системе не должно превышать 0,06 МПа;

2-й этап — в последующие 2 ч падение давления (от давления, достигнутого на 1-м этапе) не должно быть больше, чем на 0,02 МПа.

Гидравлическое испытание системы напольного отопления проводят до заливки трубопроводов бетоном (раствором). Тепловое испытание напольных систем отопления из металлополимерных труб выполняют после того, как бетон окончательно затвердеет, т. е. через 20...28 дней. Испытания следует начинать с температуры теплоносителя 25 °С, ежедневно увеличивая температуру на 5 °С до тех пор, пока она не будет соответствовать проектному значению.

Контрольные вопросы

1. Какая арматура применяется в трубопроводах систем отопления?
2. Для чего предназначены редукционные и предохранительные клапаны?
3. Какие трубы применяют в системах отопления?
4. В каких случаях целесообразно использовать для систем отопления металлополимерные трубы?
5. Как определяют тепловой поток металлополимерных труб?
6. Как изменяется тепловой поток при прокладке труб в легком бетоне, в наружных стенах и во внутренних перегородках?
7. Как производят монтаж металлополимерных труб?
8. Как производят испытания трубопроводов систем отопления после монтажа и ремонта?

Глава 6

ТРЕБОВАНИЯ К ВОЗДУХУ РАЗЛИЧНЫХ ПРОИЗВОДСТВ И НОРМАТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ МИКРОКЛИМАТА ДЛЯ РАСЧЕТА ВЕНТИЛЯЦИИ

6.1. Основные параметры атмосферного воздуха

Газовая оболочка земли — атмосфера — является частью биосферы. Она имеет массу $5{,}14 \cdot 10^{15}$ т и состоит из 75,55 % азота, 23,1 % кислорода и 1,35 % инертных и прочих газов. Соотношение количеств этих компонентов в атмосферном воздухе стабильно. Кроме того, в атмосферном воздухе всегда содержится некоторое количество водяных паров, которое может изменяться в значительных пределах. Смесь сухого газа с водяным паром называют *влажным газом* или *влажным воздухом*. Каждый газ, в том числе и пар, входящий в состав смеси, занимает тот же объем, что и вся смесь, имеет температуру смеси и находится под своим парциальным давлением p_i, Па, которое определяют по уравнению Клапейрона:

$$p_i = \frac{M_i R T}{V \mu_i} = \frac{\nu_i}{V} RT, \qquad (6.1)$$

где M_i — масса i-го газа, кг; R — универсальная газовая постоянная [в системе единиц СИ $R = 8{,}314 \cdot 10^3$ Дж/(кмоль·К)]; T — температура смеси, К; V — объем смеси, м^3; μ_i — молекулярная масса газа; кг/кмоль; ν_i — количество молей i-го газа, входящего в состав смеси $\left(\nu_i = \frac{M_i}{\mu_i}\right)$.

Отношение массы газа M_i к объему смеси V называют *концентрацией* ω_i данного газа в смеси.

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

$$p = p_1 + p_2 + p_3 + \ldots + p_i = \sum_{i=1}^{n} p_i, \qquad (6.2)$$

где n — число компонентов смеси.

Барометрическим давлением атмосферного воздуха $p_б$ называют сумму парциальных давлений сухой его части ($p_{с.в}$) и водяного пара ($p_{в.п}$):

$$p_б = p_{с.в} + p_{в.п}. \qquad (6.3)$$

Барометрическое давление измеряют в Паскалях.

Значение парциального давления компонента смеси в состоянии полного насыщения называют *парциальным давлением насыщения* $p_н$, или *упругостью насыщенного пара*.

Смесь, состоящую из сухого воздуха и перегретого водяного пара, называют *ненасыщенным влажным воздухом*, а смесь, состоящую из сухого воздуха и насыщенного пара, — *насыщенным влажным воздухом*.

Относительная влажность φ, %, паровоздушной смеси представляет собой отношение концентрации водяного пара ненасыщенного воздуха к концентрации водяного пара насыщенного воздуха при одинаковых температурах и давлениях:

$$\varphi = \frac{\omega_п}{\omega_{п.н}} 100 = \frac{p_п}{p_{п.н}} 100, \qquad (6.4)$$

где $\omega_п$ — концентрация водяного пара ненасыщенного воздуха, кг/м^3; $\omega_{п.н}$ — концентрация водяного пара насыщенного воздуха, кг/м^3; $p_п$ и $p_{п.н}$ — соответственно парциальные давления ненасыщенного и насыщенного пара при температуре паровоздушной смеси.

Для насыщенного воздуха $\varphi = 100$ %. Относительную влажность воздуха в помещении нормируют; для общественных и жилых помещений она считается допустимой в диапазоне 30...70 %.

Количество водяного пара, приходящегося на 1 кг сухой части влажного воздуха, называют *влагосодержанием воздуха* d, г/кг, сухого воздуха:

$$d = M_{в.п} / M_{с.в}, \qquad (6.5)$$

где $M_{в.п}$ — масса водяных паров, г; $M_{с.в}$ — масса сухого воздуха.

Используя уравнение Клапейрона, можно записать:

$$d = \frac{\mu_{в.п} p_{в.п}}{\mu_{с.в} p_{с.в}}, \qquad (6.6)$$

где $\mu_{в.п}$ — молекулярная масса водяного пара; $p_{в.п}$ — его парциальное давление; $\mu_{с.в}$ — молекулярная масса сухого воздуха; $p_{с.в}$ — его парциальное давление.

Подставив соответствующие значения молекулярных масс с учетом формулы (6.3), получим

$$d = \frac{18}{29}\frac{p_{в.п}}{p_{с.в}}1000 = 621 p_{в.п}/(p_б - p_{в.п}), \qquad (6.7)$$

т.е. на влагосодержание воздуха влияет барометрическое давление, при котором находится воздушно-паровая смесь.

Плотность влажного воздуха ρ, кг/м^3, представляет собой отношение массы воздушно-паровой смеси M, кг, к объему этой смеси V, м^3:

$$\rho = \frac{M}{V}. \qquad (6.8)$$

Плотность газа прямо пропорциональна его давлению и обратно пропорциональна температуре. Плотность влажного воздуха всегда меньше плотности сухого воздуха, так как молекулярная масса пара меньше молекулярной массы воздуха.

Удельная массовая теплоемкость влажного воздуха (при постоянном давлении) представляет собой количество теплоты, которое нужно затратить для того, чтобы нагреть на один градус 1 кг сухой части влажного воздуха и приходящееся на его долю количество водяных паров:

$$c_p = c_{с.в} + c_{в.п}d/1000, \qquad (6.9)$$

где $c_{с.в}$ — удельная массовая теплоемкость сухого воздуха, равная 1,0048 кДж/(кг · К) (средняя для температур в интервале 0... 100 °С); $c_{в.п}$ — удельная массовая теплоемкость водяного пара, равная 1,8068 кДж/(кг · К); d — влагосодержание воздуха, г/кг.

Удельной объемной теплоемкостью влажного воздуха называют количество теплоты, которое нужно затратить, чтобы нагреть на один градус 1 м^3 влажного воздуха. При барометрическом давлении 1000 кПа и температуре 0 °С удельная объемная теплоемкость влажного воздуха составляет 1,29 кДж/(м^3 · К). При изменении температуры и давления удельная объемная теплоемкость влажного воздуха меняется пропорционально объемной массе, поэтому при определении расходов теплоты на нагревание воздуха (или его охлаждение) целесообразнее пользоваться удельной массовой теплоемкостью.

Удельное теплосодержание сухого воздуха, Дж/кг,

$$I = c_{с.в}T, \qquad (6.10)$$

где T — температура воздуха, К.

Удельное теплосодержание насыщенного пара, Дж/кг,

$$I_{н.п} = I_ж + r = c_ж T_ж + r, \qquad (6.11)$$

где $I_ж$ — удельное теплосодержание жидкости, Дж/кг; r — удельная теплота испарения, Дж/кг; $c_ж$ — удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг · К); $T_ж$ — температура жидкости, К.

Удельную теплоту испарения, кДж/кг, определяют по эмпирической формуле М. И. Фильнеева: $r = 2500 - 2{,}38T_ж$.

В системе единиц СИ основное уравнение для определения удельного теплосодержания (энтальпии) влажного воздуха имеет вид

$$I_{вл} = 1{,}005t + (2500 + 1{,}8068t)d \cdot 10^{-3}. \qquad (6.12)$$

В 1918 г. Л. К. Рамзин, используя уравнение (6.12), предложил I—d-диаграмму, которую успешно применяют до настоящего времени для определения удельного теплосодержания влажного воздуха в зависимости от температуры и количества влаги в нем. Диаграмма, пересчитанная Л. В. Петровым применительно к системе единиц СИ, показана на рис. 6.1. За начало отсчета удельного теплосодержания влажного воздуха ($I_{вл} = 0$) условно принято удельное теплосодержание воздуха при температуре 0 °С. Это означает, что при температуре ниже 0 °С его удельное теплосодержание может иметь отрицательное значение.

Диаграмма построена в косоугольной системе координат с углом между осями 135°. При построении диаграммы приняты следующие масштабы: для удельного теплосодержания I 1 см соответствует 2 кДж/кг сухого воздуха; для влагосодержания d 1 см соответствует 1 г/кг сухого воздух; для парциального давления водяного пара 1 см соответствует 0,2 кН/м^2.

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

Точкой росы $t_р$ влажного воздуха называют температуру, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух, чтобы он стал насыщенным при сохранении постоянного влагосодержания. Чтобы определить точку росы влажного воздуха с заданным влагосодержанием d, следует вычислить парциальное давление водяного пара $p_{в.п}$ по вытекающей из (6.7) формуле

$$p_{в.п} = \frac{dp_б}{(621 + d)}. \qquad (6.13)$$

Затем по справочнику, содержащему таблицы парциального давления насыщения $p_{в.п}$ водяными парами влажного воздуха, находят соответствующую температуру насыщения — это и будет точка росы.

Температурой мокрого термометра $t_м$ называют температуру, которую имеет влажный воздух на стадии полного насыщения в процессе испарения воды без подвода теплоты извне при постоянном теплосодержании.

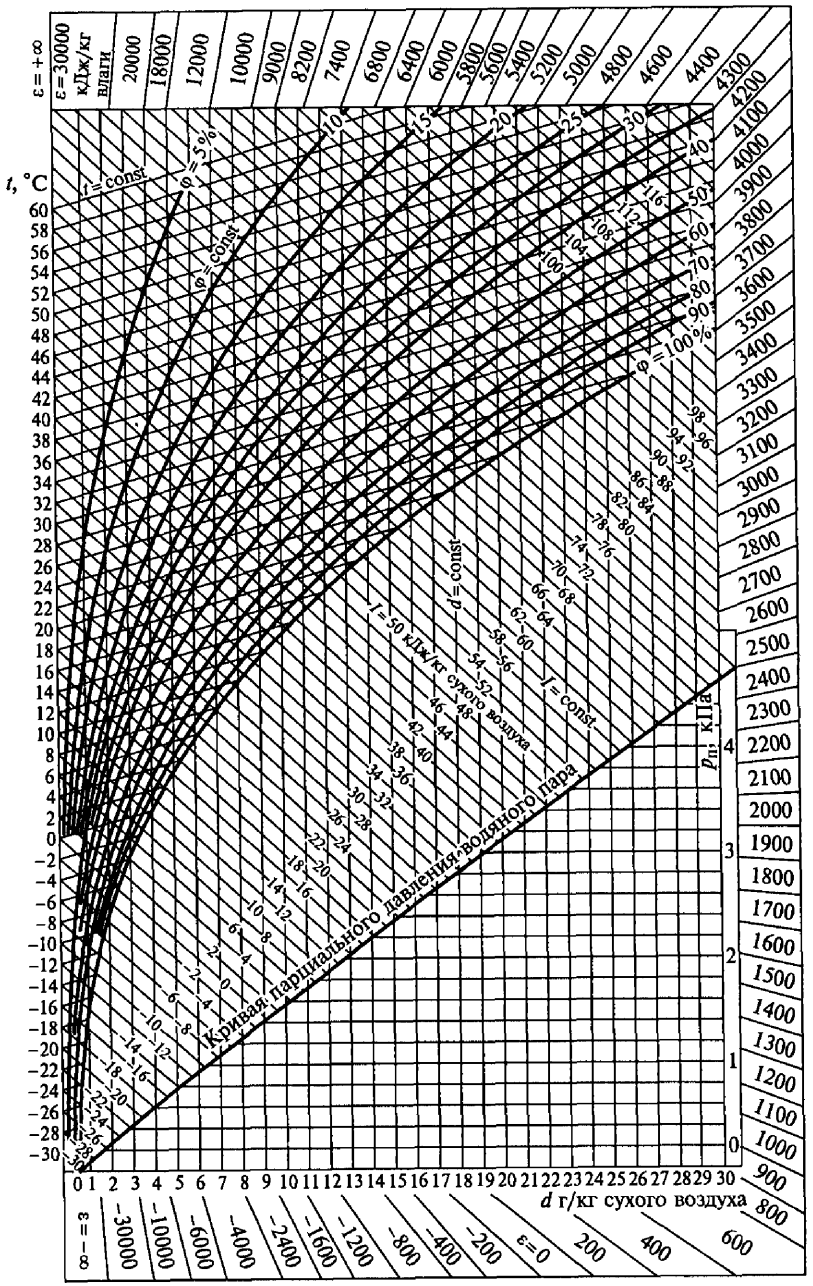


Рис. 6.1. *I*—*d*-диаграмма влажного воздуха

Итак, основными параметрами состояния влажного воздуха, характеризующими его тепловые и влажностные свойства, являются: температура t, влагосодержание d, теплосодержание I, относительная влажность φ, точка росы $t_р$, температура мокрого термометра $t_м$, парциальное давление водяного пара $p_{в.п}$, причем параметры t и d могут изменяться произвольно, независимо друг от друга, а каждому конкретному их сочетанию соответствуют определенные числовые значения всех остальных параметров. Эти параметры влажного воздуха используют при расчетах систем вентиляции и кондиционирования.

6.2. Виды вредных выбросов и их воздействие на человека

Человек чувствует себя нормально, если вдыхаемый им воздух не содержит вредных для организма пыли, паров и газов. Вредные примеси, содержащиеся в воздухе, могут проникать в организм человека через дыхательные пути, желудочно-кишечный тракт, кожные покровы. При создании новых и модернизации существующих предприятий предусматривают мероприятия, обеспечивающие условия для нормальной работы, при которых воздух очищается от вредных примесей. Но есть еще технологические процессы, сопровождающиеся выделением вредных веществ или выполняемые в условиях повышенных запыленности и загрязнения воздуха (в землеприготовительных, литейных и кузнечных цехах, на углеразмольных участках и др.).

Одним из самых распространенных вредных веществ является пыль — мелкие частицы твердого вещества, способные находиться в воздухе во взвешенном состоянии. Пыль образуется при строительных работах (разборке старых конструкций, дроблении камня и других сырьевых компонентов), транспортировке сыпучих грузов, обработке твердых металлов, перегрузке угля и т. п.

По воздействию на организм человека различают пыли ядовитые (токсичные) и неядовитые (нетоксичные). Ядовитые пыли вызывают отравление. Например, свинцовая пыль, образующаяся при изготовлении и ремонте свинцовой оболочки кабелей, аккумуляторов, попадая в организм вместе с вдыхаемым воздухом, вызывает изменения в нервной системе, крови, дыхательных путях. Неядовитые пыли оказывают вредное воздействие на дыхательные пути, являются причиной заболевания их верхних отделов и легких, действуют на кожу, глаза и уши. Попадая на слизистую оболочку носа, в трахеи бронхов, пыль вызывает разнообразные реакции в зависимости от ее происхождения. В результате развиваются острые и хронические риниты (насморки). Задерживаясь в дыхательных путях, пыль вызывает катары бронхов, бронхиальную астму.

Вредность воздействия вдыхаемой пыли зависит от ее количества, размеров, формы пылинок и их химического состава. Мел-

кие пылинки размером 0,1...0,2 мкм называются дымом. В легких они не задерживаются и выдыхаются обратно. Частицы размером 10 мкм и более задерживаются в носоглотке. Наиболее опасны частицы размером 0,2...7 мкм, которые не задерживаются в верхних дыхательных путях, а проникают в легкие и вызывают профессиональные заболевания — пневмокониозы (силикоз, антракоз и др.). Силикоз возникает от действия пыли, содержащей двуокись кремния, антракоз — от действия угольной пыли. Пневмокониозы ведут к уменьшению дыхательной поверхности легких и изменениям во всем организме человека.

Некоторые производственные процессы сопровождаются выделением вредных веществ, попадающих в воздух рабочей зоны в газообразном состоянии. Например, при монтаже и ремонте аккумуляторных установок выделяются пары кислот или щелочей, при изготовлении электродвигателей и проведении лакокрасочных и пропиточных работ — пары растворителей, при сварке и пайке — пары металлов и т.д. Поступление вредных веществ через органы дыхания — самый распространенный и опасный путь: всасывание ядовитых веществ происходит интенсивно, они попадают в большой круг кровообращения, минуя печень. Поступление ядовитых веществ через желудочно-кишечный тракт несколько менее опасно, потому что бóльшая их часть попадает в печень, где задерживается и обезвреживается. Проникающие через поврежденную кожу ядовитые вещества также весьма опасны, так как попадают в этом случае прямо в большой круг кровообращения и вызывают отравление организма человека. Тяжесть отравления зависит от концентрации веществ, времени действия, температуры окружающей среды (при высокой температуре воздуха ядовитые пары проникают в организм быстрее). Яды оказывают токсичное действие на организм в целом, но некоторые ядовитые вещества действуют преимущественно на отдельные органы и системы (например, метиловый спирт поражает зрительный нерв, бензол — кроветворные органы и т.д.).

6.3. Предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны

Под воздействием применяемого оборудования и технологических процессов в рабочей зоне создается определенная внешняя среда. Ее характеризуют: микроклимат; содержание вредных веществ; уровни шума, вибраций, излучений; освещенность рабочего места.

Содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны не должно превышать *предельно допустимых концентраций* (ПДК).

ПДК — это государственный гигиенический норматив для использования при проектировании производственных зданий, технологических процессов, оборудования, вентиляции, для контроля за качеством производственной среды и профилактики неблагоприятного воздействия на здоровье работающих.

ПДК — это концентрации, которые, воздействуя на людей при их ежедневной, кроме выходных дней, работе продолжительностью 8 ч (или другой продолжительностью, но не более 41 ч в неделю) в течение всего рабочего стажа, не могут вызвать обнаруживаемые современными методами исследований заболевания или отклонения в состоянии здоровья как у самих работников в процессе трудовой деятельности и в дальнейший период жизни, так и у последующих поколений.

ПДК для большинства веществ являются максимально разовыми, т.е. содержание вещества в зоне дыхания работающих усреднено периодом кратковременного отбора проб воздуха: 15 мин для токсичных веществ и 30 мин для веществ преимущественно фиброгенного действия (вызывающих фибрилляцию сердца). Для высококумулятивных веществ наряду с максимально разовой установлена среднесменная ПДК, т.е. средняя концентрация, полученная при непрерывном или прерывистом отборе проб воздуха при суммарном времени не менее 75 % продолжительности рабочей смены, или концентрация средневзвешенная во времени длительности всей смены в зоне дыхания работающих на местах постоянного или временного их пребывания.

В соответствии с СН 245-71 и ГОСТ 12.1.007—76 все вредные вещества по степени воздействия на организм человека подразделяют на четыре класса опасности:

первый — чрезвычайно опасные — ПДК менее 0,1 мг/м^3 (свинец, ртуть — 0,001 мг/м^3);

второй — высокоопасные — ПДК от 0,1 до 1 мг/м^3 (хлор — 0,1 мг/м^3; серная кислота — 1 мг/м^3);

третий — умеренно опасные — ПДК от 1,1 до 10 мг/м^3 (спирт метиловый — 5 мг/м^3; дихлорэтан — 10 мг/м^3);

четвертый — малоопасные — ПДК более 10 мг/м^3 (аммиак — 20 мг/м^3; ацетон — 200 мг/м^3; бензин, керосин — 300 мг/м^3; спирт этиловый — 1000 мг/м^3).

По характеру воздействия на организм человека вредные вещества можно разделить: на раздражающие (хлор, аммиак, хлористый водород и др.); удушающие (оксид углерода, сероводород и др.); наркотические (азот под давлением, ацетилен, ацетон, четыреххлористый углерод и др.); соматические, вызывающие нарушения деятельности организма (свинец, бензол, метиловый спирт, мышьяк).

Согласно требованиям санитарных норм и стандартов ССБТ на предприятиях должен осуществляться контроль за содержанием вредных веществ в воздухе рабочей зоны. Там, где применяются высокоопасные вредные вещества первого класса, — непрерыв-

ный контроль с помощью автоматических самопишущих приборов, выдающих сигнал при превышении ПДК, а там, где применяются вредные вещества второго, третьего и четвертого классов, — периодический контроль путем отбора и анализа проб воздуха. Отбор проб производят в зоне дыхания в радиусе до 0,5 м от лица работающего; берутся не менее пяти проб в течение смены.

К вредным веществам однонаправленного действия относят вредные вещества, близкие по химическому строению и характеру биологического воздействия на организм человека. Примерами сочетаний веществ однонаправленного действия являются: фтористый водород и соли фтористоводородной кислоты; сернистый и серный ангидриды; формальдегид и соляная кислота; различные хлорированные углеводороды (предельные и непредельные); различные бромированные углеводороды (предельные и непредельные); различные спирты; различные кислоты; различные щелочи; различные ароматические углеводороды (толуол и ксилол, бензол и толуол); различные аминосоединения; различные нитросоединения; амино- и нитросоединения; тиофос и карбофос; сероводород и сероуглерод; окись углерода и аминосоединения; окись углерода и нитросоединения; бромистый метил и сероуглерод.

При одновременном содержании в воздухе рабочей зоны нескольких вредных веществ однонаправленного действия сумма отношений фактических концентраций каждого из них в воздухе (K_1, K_2, ..., K_n) к их ПДК ($ПДК_1$, $ПДК_2$, ..., $ПДК_n$) не должна превышать единицы:

$$\frac{K_1}{ПДК_1} + \frac{K_2}{ПДК_2} + ... + \frac{K_n}{ПДК_n} \le 1. \qquad (6.14)$$

В списке ПДК используют следующие обозначения: п — пары и (или) газы; а — аэрозоль, п + а — смесь паров и аэрозоля; + — требуется специальная защита кожи и глаз; О — вещества с остронаправленным механизмом действия, требующие автоматического контроля за их содержанием в воздухе; А — вещества, способные вызвать аллергические заболевания в производственных условиях; К — канцерогены; Ф — аэрозоли преимущественно фиброгенного действия.

При одновременном выделении в воздух рабочей зоны помещений нескольких вредных веществ, не обладающих однонаправленным характером действия, количество воздуха при расчете общеобменной вентиляции следует принимать по тому вредному веществу, для которого требуется подача наибольшего объема чистого воздуха.

В нашей стране ПДК устанавливают санитарные органы Минздрава России. Периодически, в соответствии с уровнем развития медицинских знаний, предельно допустимые концентрации пере-

Таблица 6.1

Предельно допустимые концентрации некоторых вредных веществ в воздухе производственных помещений и атмосферном воздухе населенных мест

Загрязняющее вещество	Предельно допустимая концентрация, мг/м³			Загрязняющее вещество	Предельно допустимая концентрация, мг/м³		
	рабочей зоны	максимальная разовая	среднесуточная		рабочей зоны	максимальная разовая	среднесуточная
Азота диоксид	5,0	0,085	0,085	Бензол	5,0	1,50	0,80
Аммиак	20	0,20	0,20	Дихлорэтан	10	3,0	1,0
Ацетон	200	0,35	0,35	Серы диоксид	10	0,5	0,05
Сероводород	10	0,008	0,008	Метанол	5,0	1,0	0,5
Фенол	5	0,01	0,01	Фтористые соединения (в пересчете на фтор)	0,5	0,02	0,005
Формальдегид	0,5	0,035	0,012	Пыль нетоксичная (известняк)	6	0,5	0,05
Хлор	1,0	0,10	0,03	Этанол	1000	5	5

сматривают, как правило, в сторону ужесточения. Например, до 1968 г. действовали нормы, предусматривающие ПДК бензола 20 мг/м^3. Клинико-гигиенические исследования выявили случаи неблагоприятного воздействия таких его концентраций на организм человека. Это послужило основанием к снижению ПДК бензола до 5 мг/м^3.

Все предельно допустимые концентрации стремятся к некоторым пределам, называемым обычно *предельно допустимыми экологическими концентрациями* (ПДЭК), под которыми имеются в виду концентрации вредных веществ, не оказывающие вредного влияния (ближайшего или отдаленного) на экологические системы, т.е. на совокупность живых организмов, среду обитания и их взаимосвязь.

В настоящее время установлены предельно допустимые концентрации в воздухе рабочей зоны более чем для 850 веществ. ПДК некоторых вредных веществ в воздухе рабочей зоны и атмосферном воздухе населенных мест приведены в табл. 6.1.

Другим важнейшим показателем, характеризующим уровень загрязнения атмосферного воздуха, является *предельно допустимый выброс* (ПДВ). В отличие от ПДК, ПДВ является научно-техническим нормативом. Его измеряют во времени и устанавливают для каждого источника организованного выброса исходя из условия, что выброс вредных веществ данным источником и совокупностью источников района (с учетом перспективы развития промышленных предприятий и рассеивания вредных веществ в атмосфере) не создает приземной концентрации, превышающей ПДК для атмосферного воздуха. Предельно допустимые концентрации можно получать за счет разбавления отходящих газов путем увеличения мощности вентиляционных систем или строительства более высоких труб.

На предприятиях, где применяют вредные вещества, должны разрабатываться и внедряться мероприятия по улучшению санитарно-технического состояния, новые прогрессивные технологии, исключающие контакт человека с вредными веществами.

6.4. Расчетные условия для проектирования вентиляции

Вентиляция — это организованный обмен воздуха в помещениях для обеспечения параметров микроклимата и чистоты воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещений в пределах допустимых норм.

Систематическое отклонение микроклиматических условий от допустимых приводит к ухудшению здоровья и снижению производительности труда.

Основной принцип нормирования микроклимата — это создание нормальных микроклиматических условий для теплообмена тела

человека с окружающей средой. В СН 245-71 установлены оптимальные показатели микроклимата, создающие комфортные условия. Если по техническим причинам их нельзя обеспечить, то допускаются значения микроклиматических факторов, не превышающие предельных. ГОСТ 12.1.005—76 предусматривает оптимальные и допустимые значения температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха для рабочей зоны производственных помещений с учетом тяжести выполняемой работы и сезонов года.

Согласно оптимальным нормам температура воздуха в рабочей зоне в зависимости от категории работы (легкая, средней тяжести, тяжелая) принимается соответственно 21...23, 17...20 и 16...18 °С в холодный и переходный периоды и 22...25, 20...23 и 18...20 °С в теплый период года, т.е. когда среднесуточная температура наружного воздуха не ниже 10 °С.

Относительная влажность воздуха от 40 до 60 % считается оптимальной. Скорость движения воздуха в холодный и переходный периоды года не должна превышать 0,2...0,3 м/с, а в теплый период — 0,2...0,3 м/с при легкой и средней и 0,4 м/с при тяжелой работе.

Допустимые метеорологические условия в обслуживаемой зоне жилых, общественных и административно-бытовых помещений приведены в табл. 6.2, а на постоянных и непостоянных рабочих местах производственных помещений — в табл. 6.3. Нормы установлены для людей, находящихся в помещении более 2 ч непрерывно.

Температура воздуха в помещениях является одним из важнейших параметров. При проектировании вентиляции ее следует принимать:

для теплого периода года в помещениях с избытком явной теплоты — максимальную из допустимых температур, а при отсутствии избытков теплоты — экономически целесообразную в пределах допустимых температур;

для холодного и переходного периодов года — экономически целесообразную в пределах оптимальных температур по табл. 6.3.

Температуру воздуха в рабочей зоне производственных помещений с полностью автоматизированным технологическим оборудованием, функционирующим без присутствия людей (кроме дежурного персонала, находящегося в специальном помещении и выходящего в производственное помещение периодически для осмотра и наладки оборудования с пребыванием там непрерывно не более 2 ч), при отсутствии технологических требований к температурному режиму помещений следует принимать:

для теплого периода года при отсутствии избытков теплоты — равную температуре наружного воздуха, а при наличии избытков теплоты — на 4 °С выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А), но не ниже 29 °С, если при этом не требуется подогрев воздуха;

Таблица 6.2

Нормативные метеорологические условия в обслуживаемой зоне жилых, общественных и административно-бытовых помещений

Период года	Температура воздуха, °С	Относительная влажность воздуха, %, не более	Скорость движения воздуха, м/с, не более
Теплый	Не более чем на 3 °С выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А)*	65**	0,5
Холодный и переходный	18***...22	65	0,2

* Но не более 28 °С для общественных и административно-бытовых помещений с постоянным пребыванием людей и не более 33 °С для указанных помещений в зданиях, расположенных в районах с расчетной температурой наружного воздуха (параметры А — см. табл. 3.1) 25 °С и выше.

** Допускается принимать до 75 % в районах с расчетной относительной влажностью воздуха более 75 % (параметры А).

*** Не ниже 14 °С для общественных и административно-бытовых помещений с пребыванием людей в уличной одежде.

для холодного и переходного периодов года при отсутствии избытков теплоты и расчетных параметрах Б наружного воздуха — 10 °С, а при наличии избытков теплоты — экономически целесообразную температуру.

Относительная влажность и скорость движения воздуха в производственных помещениях с полностью автоматизированным технологическим оборудованием не нормируются при отсутствии специальных требований.

При душировании рабочих мест наружным воздухом его температуру и скорость движения в производственных помещениях следует принимать:

при открытых технологических процессах с выделениями вредных веществ — по табл. 6.3;

поверхностной плотности лучистого теплового потока 140 Вт/м^2 и более — по табл. 6.4

При расчете систем вентиляции и кондиционирования концентрацию вредных веществ в воздухе рабочей зоны производственных помещений следует принимать равной предельно допустимой концентрации (ПДК), установленной ГОСТ 12.1.005—88, а также нормативными документами Госкомсанэпиднадзора России.

Таблица 6.3

Нормативные метеорологические условия на постоянных и непостоянных рабочих местах производственных помещений

Период года	Категория работ	Оптимальные нормы для воздуха на постоянных и непостоянных рабочих местах			Допустимые нормы для воздуха					
					Температура, °С			Скорость движения, м/с, не более	Относительная влажность, %, не более	
		Температура, °С	Скорость движения, м/с, не более	Относительная влажность, %	на всех рабочих местах	на постоянных рабочих местах	на непостоянных рабочих местах	на постоянных и непостоянных рабочих местах		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Теплый	Легкая:				На 4 °С выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А) и не более значений, указанных в графах 7 и 8	28/31	30/32	0,2	75	
	Iа	23...25	0,1							
	Iб	22...24	0,2			28/31	30/32	0,3		
	Средней тяжести:			40...60						
	IIа	21...23	0,3			27/30	29/31	0,4		
	IIб	20...22	0,3			27/30	29/31	0,5		
	Тяжелая (III)	18...20	0,4			26/29	28/30	0,6		
Холодный и переходный	Легкая:				—					
	Iа	22...24	0,1			21...25	18...26	0,1		
	Iб	21...23	0,1			20...24	17...25	0,2		
	Средней тяжести:			40...60					75	
	IIа	18...20	0,2			17...23	15...24	0,3		
	IIб	17...19	0,2			15...21	13...23	0,4		
	Тяжелая (III)	16...18	0,3			13...19	12...20	0,5		

Примечание. В графах 7 и 8 в числителе — для районов с расчетной температурой наружного воздуха (параметры А — см. табл. 3.1) ниже 25 °С, в знаменателе — выше 25 °С.

Таблица 6.4

Нормы температур и скорости движения воздуха при воздушном душировании

Категория работ	Средняя на 1 м² скорость воздуха в душирующей струе на рабочем месте, м/с	Температура воздуха в душирующей струе, °С, на рабочем месте при поверхностной плотности лучистого теплового потока, Вт/м²				
		140...350	700	1400	2100	2800
Легкая	1	28	24	21	16	—
	2	—	28	26	24	20
	3	—	—	28	26	24
	3,5	—	—	—	27	25
Средней тяжести	1	27	22	—	—	—
	2	28	24	21	16	—
	3	—	27	24	21	18
	3,5	—	28	25	22	19
Тяжелая	2	25	19	16	—	—
	3	26	22	20	18	17
	3,5	—	23	22	20	19

Примечание. Температуру воздуха вне струи принимать в соответствии с табл. 6.3 (графы 2, 3, 6, 7, 8).

Концентрация вредных веществ в приточном воздухе при выходе его из воздухораспределителей и других приточных отверстий в помещения не должна превышать:

ПДК в атмосферном воздухе для населенных пунктов — при подаче в помещения жилых и общественных зданий;

30 % ПДК в воздухе рабочей зоны — при подаче в помещения производственных, административно-бытовых зданий без выделения вредных веществ;

50 % ПДК в воздухе рабочей зоны — при подаче в помещения производственных зданий с выделением вредных веществ однонаправленного действия.

В случае превышения допустимых значений концентрации пыли в атмосферном воздухе следует предусматривать очистку приточного воздуха.

В случае превышения допустимых значений концентрации газов, паров или аэрозолей в атмосферном воздухе целесообразность строительства следует рассматривать в каждом конкретном случае на основе экологического обоснования места размещения объекта строительства.

Параметры воздуха в приточной струе при входе ее в обслуживаемую или рабочую зону помещения определяют следующим образом:

максимальная скорость, м/с, движения воздуха

$$v_x = K v_п; \qquad (6.15)$$

максимальная температура, °С, при восполнении недостатков теплоты в помещении

$$t_x = t_п + \Delta t_1; \qquad (6.16)$$

минимальная температура, °С, при ассимиляции избытков теплоты в помещении

$$t'_x = t_п - \Delta t_2, \qquad (6.17)$$

где K — коэффициент перехода от нормируемой скорости движения воздуха в помещении к максимальной скорости в струе, определяемый по СНиП 2.04.05-91*; $v_п, t_п$ — соответственно нормируемая скорость движения воздуха, м/с, и нормируемая температура воздуха, °С, в обслуживаемой зоне или на рабочих местах в рабочей зоне помещения; $\Delta t_1, \Delta t_2$ — соответственно максимальное и минимальное отклонения температуры воздуха, °С, в струе от нормируемой, определяемые по СНиП 2.04.05-91*.

На расстоянии 1 м от размещенных воздухораспределителей в пределах обслуживаемой или рабочей зоны помещения скорость движения и температура воздуха не нормируются.

Параметры наружного воздуха для переходного периода года следует принимать при проектировании систем:

вентиляции — температура 8 °С, удельное теплосодержание 22,5 кДж/кг;

кондиционирования — параметры, при которых кондиционер не расходует теплоту и холод.

Взрыво- и пожаробезопасные концентрации веществ в воздухе помещений следует принимать при параметрах наружного воздуха, установленных для расчета систем вентиляции и кондиционирования.

6.5. Виды обработки влажного воздуха и их изображение на *I*—*d*-диаграмме

Влажный воздух, подаваемый в помещение, может подвергаться разным видам обработки: нагреванию, охлаждению, осушению, увлажнению. Параметры воздушно-паровой смеси при этом меняются. На *I*—*d*-диаграмме (см. подразд. 6.1) эти процессы изображают прямыми линиями (лучами), которые проходят через точки, соответствующие начальному и конечному состояниям воздушно-паровой смеси. Пусть параметры начального состояния воздуха были I_1 и d_1, а конечные стали I_2 и d_2, тогда

$$\frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = \varepsilon, \qquad (6.18)$$

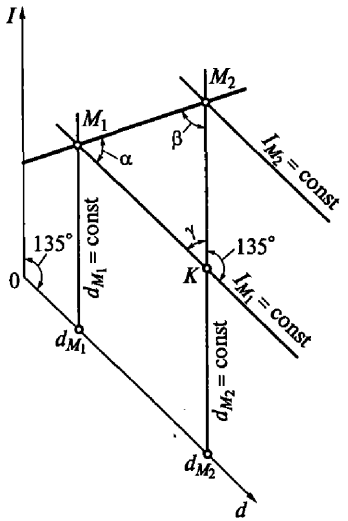


Рис. 6.2. Графическое обоснование выражения углового коэффициента

где ε — угловой коэффициент линии (луча), кДж/кг влаги, характеризующий данное изменение состояния воздуха; умножение на 1000 сделано для перехода от граммов (влагосодержание d измеряется в г влаги/кг сухого воздуха) к килограммам влаги.

При одинаковых значениях ε происходящие изменения состояния воздуха сопровождаются одинаковыми приращениями количества теплоты на 1 кг воспринятой (или отданной) воздухом влаги. Если начальные параметры воздуха различны, а значения ε одинаковы, то лучи, характеризующие изменения состояний, будут параллельны друг другу. Чтобы нанести на поле диаграммы луч процесса, нужно знать три параметра. Как правило, такими параметрами являются параметры начального или конечного состояния воздуха и значение ε. Таким образом, нанесение луча процесса на I—d-диаграмму сводится к проведению прямой линии в косоугольной системе координат по заданной точке и угловому коэффициенту.

Чтобы получить тригонометрическое выражение углового коэффициента в условиях косоугольной системы координат, допустим, что начальное состояние влажного воздуха определяется точкой M_1, а конечное — точкой M_2 (рис. 6.2). В этом случае отрезок M_1M_2 будет отрезком луча, характеризующего данное изменение состояния воздуха. Если через точку M_1 провести линию $I_{M_1} = \text{const}$, а через точку M_2 — линию $d_{M_2} = \text{const}$, то получим треугольник M_1M_2K, отношением сторон которого можно выразить угловой коэффициент ε:

$$\varepsilon = \frac{I_{M_2} - I_{M_1}}{d_{M_2} - d_{M_1}} 1000 = \frac{M_2K}{M_1K}. \qquad (6.19)$$

Используя теорему синусов, можно записать

$$\varepsilon = \frac{M_2K}{M_1K} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}. \qquad (6.20)$$

Поскольку $\alpha + \beta = 180° - \gamma$, а $\gamma = 180° - 135°$, то $\alpha + \beta = 135°$. Следовательно, угол β можно выразить через угол α: $\beta = 135° - \alpha$.

Подставив это выражение в формулу (6.20), окончательно получим:

$$\varepsilon = \frac{\sin\alpha}{\sin(135° - \alpha)}. \qquad (6.21)$$

Рассмотрим теперь характерные случаи изменения состояния влажного воздуха и их изображение на I—d-диаграмме.

Если воздушно-паровая смесь, имеющая начальные параметры I_1 и d_1, подвергается нагреванию при постоянном влагосодержании, т.е. $d_1 = d_2 = \text{const}$, то луч, характеризующий это состояние воздуха, будет параллельным оси I диаграммы, а угловой коэффициент при конечном теплосодержании $I_2 > I_1$,

$$\varepsilon_1 = \frac{(I_2 - I_1)1000}{d_2 - d_1} = \frac{(I_2 - I_1)1000}{0} = +\infty. \qquad (6.22)$$

Данный процесс отображается на I—d-диаграмме вертикальным лучом, проходящим через точки *1* и *2* (рис. 6.3), соответствующие начальному и конечному состояниям воздушно-паровой смеси.

Если воздушно-паровая смесь одновременно нагревается и увлажняется (т.е. поглощает теплоту и влагу), то начальные параметры ее состояния будут такими же — I_1 и d_1 (точка *1* на рис. 6.3), а конечному состоянию будут соответствовать параметры I_3 и d_3, причем $I_3 > I_1$ и $d_3 > d_1$. Направление искомого луча процесса будет определяться угловым коэффициентом

$$\varepsilon_2 = \frac{(I_3 - I_1)1000}{d_3 - d_1} > 0. \qquad (6.23)$$

Данный процесс отображается на диаграмме лучом *1*—*3* (см. рис. 6.3).

Если воздушно-паровая смесь поглощает влагу ($d_4 > d_1$), а теплосодержание не меняется ($I_4 = I_1$), то луч, характеризующий это изменение состояния, должен быть параллельным оси d диаграммы. Угловой коэффициент искомого луча

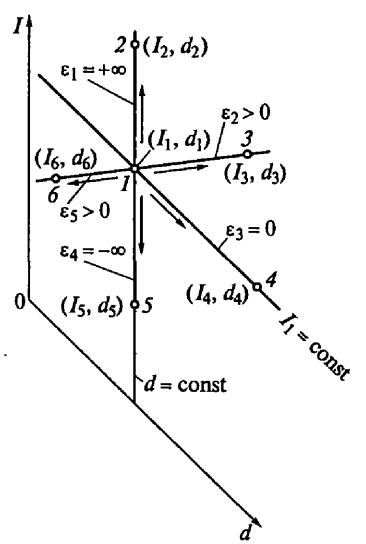


Рис. 6.3. Отображение различных видов обработки влажного воздуха на I—d-диаграмме

$$\varepsilon_3 = \frac{(I_4 - I_1)1000}{d_4 - d_1} = \frac{0}{d_4 - d_1}1000 = 0. \qquad (6.24)$$

Следовательно, процессу соответствует на диаграмме линия $I_1 = I_4 = \text{const}$ (луч *1—4* на рис. 6.3).

Если воздушно-паровая смесь отдает теплоту $I_5 < I_1$ при постоянном влагосодержании ($d_1 = d_5$), то процессу будет соответствовать луч, параллельный оси I диаграммы, но в отличие от первого случая направление его от точки *1* будет не вверх, а вниз (луч *1—5* на рис. 6.3).

Угловой коэффициент при этом

$$\varepsilon_4 = \frac{(I_5 - I_1)1000}{d_5 - d_1} = \frac{(I_5 - I_1)1000}{0} = -\infty. \qquad (6.25)$$

Если воздушно-паровая смесь одновременно отдает теплоту и влагу ($I_6 < I_1$; $d_6 < d_1$), то угловой коэффициент в этом случае

$$\varepsilon_5 = \frac{(I_6 - I_1)1000}{d_6 - d_1} = \frac{-(\Delta I)}{-(\Delta d)}1000 > 0. \qquad (6.26)$$

Поскольку приращения теплосодержания и влагосодержания имеют отрицательные знаки, угловой коэффициент положительный; процессу изменения состояния соответствует луч, идущий от точки *1* к точке *6* (см. рис. 6.3).

Если в воздушно-паровую смесь с начальными параметрами I_1 и d_1, расходуемую в количестве G_c, кг/ч, добавляют водяной пар (расход $G_п$, теплосодержание $I_п$), то для определения углового коэффициента, характеризующего данное изменение состояния и конечные параметры смеси после поступления в нее водяного пара, нужно составить тепловой баланс

$$I_1 + \frac{G_п I_п}{G_c} = I_2 \text{ или } I_2 - I_1 = \frac{G_п I_п}{G_c} \qquad (6.27)$$

и баланс по влаге

$$\frac{d_1}{1000} + \frac{G_п}{G_c} = \frac{d_2}{1000} \text{ или } \frac{d_2 - d_1}{1000} = \frac{G_п}{G_c}. \qquad (6.28)$$

Разделив левую и правую части уравнения (6.27) соответственно на левую и правую части уравнения (6.28), получим:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1}1000 = I_п. \qquad (6.29)$$

Чтобы нанести луч, соответствующий данному процессу, на $I—d$-диаграмму, представим выражение (6.29) в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1}1000 = I_п = \frac{a}{b}, \qquad (6.30)$$

где a и b — приращения координат относительно начальной точки *1* (рис. 6.4).

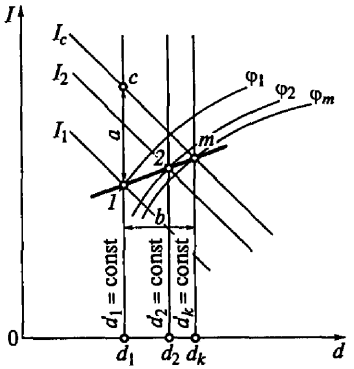


Рис. 6.4. Построение на $I—d$-диаграмме луча процесса изменения состояния воздушно-паровой смеси при добавлении в нее водяного пара

Приращения эти можно выбирать произвольно, но так, чтобы их отношения сохранялись постоянными и равными $I_п$. Желательно значения a и b принимать такими, чтобы они находились в пределах нанесенных на диаграмме значений I и d.

Построение искомого луча рассматриваемого термодинамического процесса на $I—d$-диаграмме начинают от точки *1*, параметры которой (I_1 и d_1) известны. От этой точки в масштабе теплосодержания (про масштабы см. в подразд. 6.1) откладывают по вертикали приращение a (отрезок *1—c*), а от абсциссы точки *1* (точка d_1) — приращение b в масштабе влагосодержания (отрезок $d_1 — d_k$). Через точку c проводят линию $I_c = \text{const}$, а через точку d_k — линию $d_k = \text{const}$. Точка пересечения этих линий m должна лежать на направлении луча процесса. Следовательно, луч, проведенный из точки *1* через точку m, будет искомым лучом, который характеризует рассматриваемое изменение состояния воздушно-паровой смеси.

Конечное влагосодержание влажного воздуха можно определить, используя формулу (6.28). На оси абсцисс находят соответствующее значение d_2 и проводят линию $d_2 = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса, получая точку *2*, параметры которой (I_2, d_2) являются искомыми параметрами конечного состояния воздушно-паровой смеси после добавления в нее пара.

Контрольные вопросы

1. Какой воздух называют сухим, а какой влажным?
2. Что называют барометрическим давлением атмосферного воздуха?
3. Как определить плотность влажного воздуха?
4. Что представляет собой удельная массовая теплоемкость влажного воздуха?
5. Для каких целей построена $I—d$-диаграмма?
6. Какие виды вредных выбросов вы знаете и как они воздействуют на человека?

7. Что понимают под предельно допустимыми концентрациями вредных веществ в воздухе рабочей зоны?

8. Какие вредные вещества однонаправленного действия вы знаете?

9. Как рассчитывают предельно допустимую концентрацию при одновременном выделении в воздух рабочей зоны помещений нескольких вредных веществ однонаправленного действия?

10. Расскажите о назначении вентиляции и расчетных условиях для ее проектирования.

11. Как определить максимальную скорость приточного воздуха при входе его в рабочую зону помещения?

12. По каким параметрам наружного воздуха рассчитывают системы вентиляции для холодного периода года?

13. Что нужно делать в случаях превышения допустимой концентрации пыли в атмосферном воздухе?

Глава 7
УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

7.1. Назначение и классификация систем вентиляции

В условиях производства в воздух выделяются вредные пары, газы, пыль и теплота. Для обеспечения нормального микроклимата и чистоты воздуха помещения оборудуют вентиляцией в соответствии с требованиями СНиП 2.04.05-91* и ГОСТ 12.4.021—75.

Вентиляция осуществляет постоянный обмен воздуха в помещениях для удаления избытков теплоты, влаги, вредных веществ с целью обеспечения допустимых метеорологических условий и чистоты воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне.

По способу подачи в помещения свежего и удаления загрязненного воздуха вентиляцию подразделяют на естественную, принудительную и смешанную.

Естественная вентиляция создает необходимый воздухообмен за счет разности плотностей воздуха, который находится внутри помещения, и более холодного воздуха снаружи. Воздухообмен регулируют фрамугами, через которые поступает снаружи холодный воздух, при этом теплый воздух выходит через вытяжной фонарь на крыше здания (рис. 7.1). Удаление загрязненного воздуха в небольших помещениях производится через специальные вентиляционные каналы в стенах. Естественная вентиляция дешева и проста в эксплуатации. Основной ее недостаток заключается в том, что приточный воздух поступает в помещение без очистки и подогрева, а удаляемый не очищается и загрязняет атмосферу.

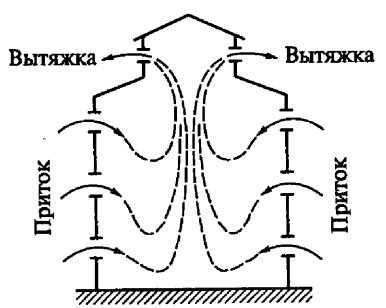


Рис. 7.1. Движение воздушных потоков при естественной вентиляции здания

Принудительная (механическая) вентиляция обеспечивает поддержание постоянного воздухообмена, который осуществляется с помощью механических вентиляторов, воздуховодов и воздухораспределителей. В зависимости от того, для

чего служит система вентиляции, ее подразделяют на приточную (для подачи воздуха в рабочую зону — рис. 7.2, *а*), вытяжную (для удаления загрязненного или нагретого воздуха — рис. 7.2, *б*) и приточно-вытяжную (рис. 7.2, *в*).

Установка механической приточной вентиляции (см. рис. 7.2, *а*) обычно состоит из воздухозаборного устройства (воздухоприемника) *1*, устанавливаемого снаружи здания в месте наименьшей загрязненности; воздуховодов *2*, по которым воздух подается в помещение; фильтров *3*, служащих для очистки воздуха от пыли; калориферов *4*, в которых воздух подогревается до необходимой температуры; вентилятора *5*; приточных отверстий или насадок *6*, через которые воздух попадает в помещение, и регулирующих устройств, которые устанавливают в воздухоприемном устройстве и на отверстиях воздуховодов.

Установка механической вытяжной вентиляции (см. рис. 7.2, *б*) обычно состоит из вытяжных отверстий, решеток или насадок *7*; вентилятора *5*; воздуховодов *2*; устройства *8* для очистки воздуха от пыли (газов) и устройства *9* для выброса воздуха (вытяжной шахты), которое должно быть расположено на 1...1,5 м выше конька крыши.

По назначению вентиляция может быть общеобменной, местной и смешанной.

Общеобменная вентиляция основана на разбавлении выделяющихся в помещении вредных веществ, теплоты и пара чистым воздухом до допускаемых норм. Системы общеобменной вентиляции для производственных и административно-бытовых помещений (с постоянным пребыванием людей) без естественного проветривания следует предусматривать не менее чем с двумя приточ-

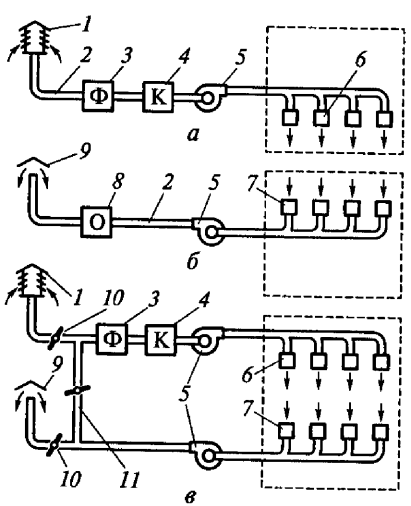


Рис. 7.2. Схемы механической вентиляции:

а — приточной; *б* — вытяжной; *в* — приточно-вытяжной с рециркуляцией: *1* — воздухоприемник; *2* — воздуховод; *3* — фильтр; *4* — калорифер; *5* — вентилятор; *6* — приточное отверстие (насадка); *7* — вытяжная решетка или насадка; *8* — устройство очистки воздуха от пыли; *9* — устройство для выброса воздуха (вытяжная шахта); *10* — заслонки для регулирования притока и вытяжки воздуха; *11* — рециркуляционный воздухопровод

ными или двумя вытяжными вентиляторами, каждый из которых обеспечивает 50 % требуемого воздухообмена.

Местная вентиляция в отличие от общеобменной обеспечивает вентиляцию непосредственно у рабочего места. Она может быть приточной либо вытяжной. Приточная вентиляция улучшает микроклимат в ограниченной зоне помещения, вытяжная — удаляет вредные загрязнения непосредственно в месте их образования, например у сварочных постов, из зарядных отделений аккумуляторных цехов и т.д.

7.2. Определение необходимого воздухообмена

Воздухообменом называется замена загрязненного воздуха помещений чистым. Обычно этот процесс характеризуется *кратностью* воздухообмена — отношением объема воздуха, подаваемого в помещение или удаляемого из него за 1 ч, к объему помещения. Необходимое количество приточного воздуха для обеспечения требуемых параметров воздушной среды в рабочей зоне следует определять расчетом, учитывая неравномерность распределения вредных веществ, теплоты и влаги по высоте помещения и в рабочей зоне. Расчет ведут:

для помещений с тепловыделениями — по избыткам явной теплоты;

для помещений с тепло- и влаговыделениями — по избыткам явной теплоты, влаги и скрытой теплоты с проверкой выполнения условия предупреждения конденсации влаги на поверхностях строительных конструкций и оборудования;

для помещений с газовыделениями — по количеству выделяющихся вредных веществ исходя из условия обеспечения их предельно допустимых концентраций.

Количество выделяющихся в помещениях производственных вредных веществ, теплоты и влаги следует принимать по данным технологической части проекта или нормам технологического проектирования. При отсутствии в технологической части проекта или нормах технологического проектирования сведений о количестве производственных вредных веществ, выделяющихся в помещениях, его можно определять по данным натурных обследований аналогичных предприятий или санитарно-гигиеническим характеристикам, указанным в паспортах принятого в проекте предприятия технологического оборудования, а также путем расчетов.

При одновременном выделении в помещениях вредных веществ, теплоты и влаги количество приточного воздуха при проектировании вентиляции следует принимать бóльшее из рассчитанных для каждого вида производственных выделений. Определять количе-

ство воздуха при проектировании вентиляции по кратности воздухообмена не допускается, за исключением случаев, оговоренных в нормативных документах, согласованных и утвержденных в установленном порядке.

При проектировании зданий, производственных помещений и их отдельных зон (участков) без естественной вентиляции (проветривания) с подачей в них средствами механической вентиляции только наружного воздуха объем последнего должен составлять не менее 60 м^3/ч на одного работающего при условии как минимум однократного воздухообмена (во всем объеме помещения) в течение 1 ч.

При применении для таких зданий, производственных помещений и их отдельных зон систем механической вентиляции и кондиционирования воздуха с рециркуляцией объем подачи наружного воздуха должен быть не менее 60 м^3/ч на одного работающего при условии как минимум однократного воздухообмена в течение 1 ч при расчетной кратности воздухообмена 10 и более. При меньшей расчетной кратности воздухообмена (и применении рециркуляции) объем подачи наружного воздуха должен быть не менее 60 м^3/ч на одного работающего и обеспечивать не менее 20 % общего воздухообмена.

При кратности расчетного воздухообмена менее 10 и применении рециркуляции допускается уменьшать объем подачи наружного воздуха на 5...10 %, если на одного работающего предусматривается подавать более 120 м^3/ч наружного воздуха.

К зданиям и помещениям без естественной вентиляции следует относить здания и помещения, в которых проектируется подача приточного воздуха только средствами механической вентиляции, т.е. без устройства специальных проемов для аэрации. К зонам (участкам) помещений без естественной вентиляции следует также относить зоны (участки) аэрируемых помещении, находящиеся на расстоянии более 30 м от наружных стен с аэрационными проемами.

Под отсутствием выделения вредных веществ следует понимать такое их количество в технологическом процессе, при одновременном выделении которого в воздух помещения концентрации в нем вредных веществ не превысят предельно допустимых, установленных для рабочей зоны.

При возможности естественного проветривания в производственных помещениях с объемом на одного работающего менее 20 м^3 нужно предусматривать подачу наружного воздуха в количестве не менее 30 м^3/ч на одного работающего, а в помещениях с объемом на каждого работающего более 20 м^3 — не менее 20 м^3/ч на каждого работающего.

В помещениях с объемом на одного работающего более 40 м^3 при наличии окон или окон и фонарей и отсутствии выделения

вредных и неприятно пахнущих веществ допускается предусматривать периодически действующую естественную вентиляцию (открывание створок переплетов окон и фонарей).

7.3. Конструктивные особенности естественной вентиляции

Основная задача вентиляции — поддерживать в помещениях воздух, отвечающий по своему качеству санитарно-гигиеническим требованиям. Неорганизованное распределение свежего воздуха по помещениям, происходящее естественным путем под влиянием разности плотностей наружного и внутреннего воздуха, определяемой разностью их температур (для горячих цехов), или под воздействием ветра (для холодных цехов), называют *проветриванием*. Проветривание помещений достигается периодическим открыванием форточек, фрамуг, дверных и оконных проемов. Кроме того, воздух в помещение просачивается через щели и поры стен, окон и дверей. Это явление называют *инфильтрацией*.

Естественная бесканальная постоянная вентиляция производственных помещений, организованная таким образом, что обеспечивает заданную кратность воздухообмена помещения, носит название *аэрация*. Аэрация имеет большое значение, особенно там, где нужна высокая кратность воздухообмена, требующая при механической вентиляции значительных затрат электроэнергии (например, в термических, литейных, кузнечных и других цехах).

В теплый период года приток воздуха осуществляется через все нижние аэрационные проемы в стеновых ограждениях, а также ворота и входные двери. В холодный и переходный периоды года воздух в необходимом объеме притекает через проемы в стеновых ограждениях, расположенных не ниже 4 м от уровня пола (до низа проема). Вытяжка в любой из периодов года осуществляется через фрамуги фонарей, а также через шахты и дефлекторы. В холодный и переходный периоды года фрамуги фонарей открывают лишь на участках, расположенных над источником тепловыделений или вблизи них.

Технологическое оборудование и трубопроводы выделяют избыточную теплоту. В помещениях с избытками явной теплоты температура воздуха внутри помещения выше, чем наружного, а плотность соответственно меньше, что обусловливает наличие разности давлений наружного и внутреннего воздуха. На определенной высоте помещения, в так называемой *плоскости равных давлений*, эта разность равна нулю (рис. 7.3). Ниже плоскости равных давлений существует разрежение, что обусловливает приток наружного воздуха, а выше — некоторое избыточное давление, за счет которого нагретый воздух удаляется наружу.

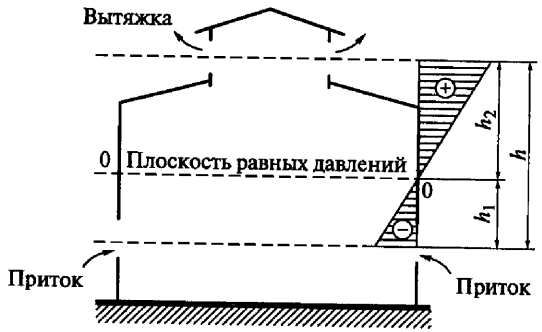


Рис. 7.3. Схема распределения давления воздуха при естественной вентиляции в здании

Давление, Па, заставляющее воздух перемещаться при естественной вентиляции, определяют по формуле

$$p_e = (\rho_н - \rho_{вн})hg, \qquad (7.1)$$

где $\rho_н$ — плотность наружного воздуха, кг/м^3; $\rho_{вн}$ — плотность воздуха помещения, кг/м^3; h — расстояние по вертикали от центра приточного проема до центра вытяжного, м; g — ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с^2.

Это давление расходуется на преодоление сопротивления движению воздуха в помещении и придание ему необходимой скорости при выбросе в атмосферу.

При ветреной погоде с наветренной стороны здания образуется зона повышенного давления воздуха за счет затормаживания перемещающихся воздушных масс, а с подветренной и над кровлей здания — разрежение (рис. 7.4). Благодаря образующейся разнице давлений наружный воздух входит в здание через открытые проемы с наветренной стороны здания и выходит через открытые отверстия с противоположной, подветренной стороны. В некоторых случаях задувание ветра в проемы здания приводит к уменьшению

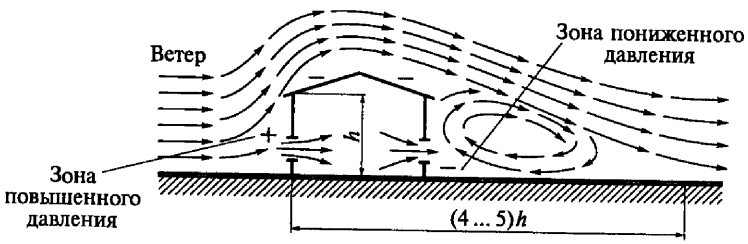


Рис. 7.4. Движение воздушных потоков при обтекании здания в ветреную погоду

воздухообмена, повышению температуры воздуха и его загазованности в рабочей зоне. Чтобы рационально использовать действие ветра и теплового давления, необходимо правильно организовать движение воздушных потоков внутри здания. Это достигается выбором оптимальной схемы открывания створок проемов и применением незадуваемых фонарей (рис. 7.5).

Количество приточного воздуха G, кг/ч, которое должно поступать в приточные проемы аэрируемого здания, определяют по формуле

$$G = \frac{3,6Q}{c(t_{уд} - t_{пр})}, \qquad (7.2)$$

где Q — теплоизбытки в помещении, Вт; c — удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг · °С); $t_{уд}$ — температура удаляемого воздуха, °С; $t_{пр}$ — расчетная температура приточного воздуха, °С (параметры А — см. табл. 3.1).

Температуру удаляемого воздуха вычисляют по формуле

$$t_{уд} = t_{р.з} + \Delta\tau(H - h_{р.з}), \qquad (7.3)$$

где $t_{р.з}$ — температура в рабочей зоне, которая не должна превышать установленную санитарными нормами, °С; $\Delta\tau$ — температур-

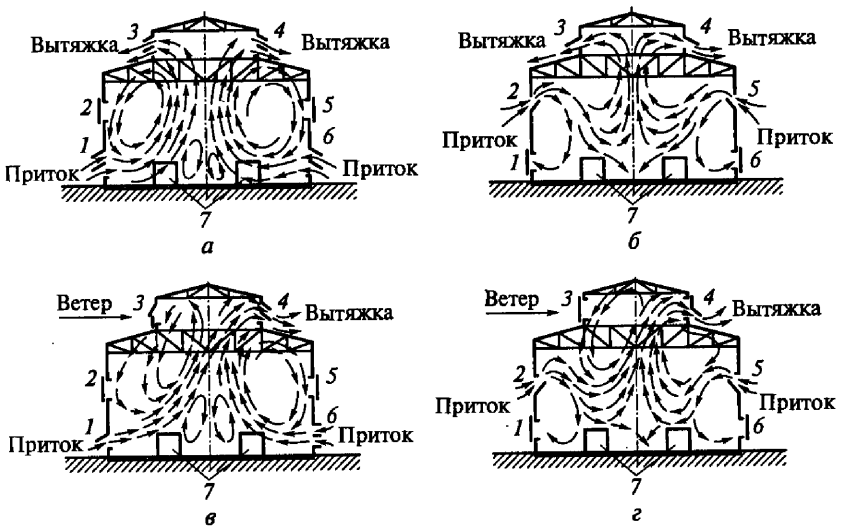


Рис. 7.5. Регулирование воздушных потоков при естественной вентиляции путем открывания створок:

а — при безветрии в теплое время года; *б* — при безветрии в холодное время года; *в* — при боковом ветре в теплое время года; *г* — при боковом ветре в холодное время года; *1*, *6* — нижние створки; *2*, *5* — верхние створки; *3*, *4* — створки в аэрационных фонарях кровли; *7* — источники теплоты

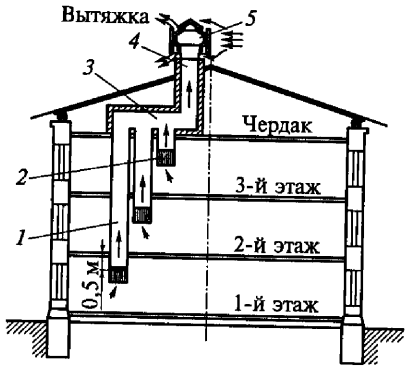


Рис. 7.6. Канальная система вытяжной вентиляции с естественным побуждением:

1 — вытяжная решетка; *2* — вертикальный канал; *3* — горизонтальный утепленный канал; *4* — утепленная вытяжная шахта; *5* — дефлектор

ный градиент по высоте помещения, °С/м (находится в диапазоне 0,5... 1,5 °С/м); H — расстояние от пола до центра вытяжных проемов, м; $h_{р.з}$ — высота рабочей зоны, принимаемая равной 2 м.

Вентиляция через аэрационные фонари является надежной и эффективной (см. рис. 7.5). Управляют открытием и закрытием фонаря дистанционно, из операторской.

В практике строительства жилых, общественных и производственных зданий, не требующих интенсивного воздухообмена, широкое распространение получили канальные системы естественной вентиляции (рис. 7.6). В таких системах вертикальные вытяжные каналы размещают в специальных железобетонных блоках, шахтах или в толще внутренних стен.

С целью повышения эффективности использования ветра для вытяжки или усиления теплового давления вытяжки трубы снабжают специальными насадками — дефлекторами. Наиболее распространенным является дефлектор ЦАГИ (рис. 7.7). Он представляет собой цилиндрическую обечайку *2*, в нижней части которой установлен диффузор *1*. Колпак *3* служит для защиты от попадания атмосферных осадков в патрубок *5*, а конус *4* — для предохранения от задувания внутрь дефлектора. При обдувании диффузора *1* ветром внутри обечайки создается разрежение, вследствие чего воздух из помещения по воздуховоду поступает в патрубок *5* и затем выходит наружу через две кольцевые щели между обечайкой и краями колпака *3* и конуса *4*.

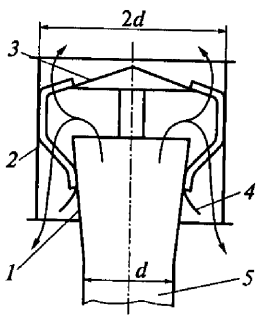


Рис. 7.7. Дефлектор ЦАГИ:

1 — диффузор; *2* — обечайка; *3* — колпак; *4* — конус; *5* — патрубок

Сборные короба и вытяжные шахты выполняют из несгораемых материалов (табл. 7.1); при прокладке их на чердаках зданий стенки дополнительно утепляют, чтобы избежать выпадения конденсата на их внутренних

Таблица 7.1

Изделия и материалы для воздуховодов

Характеристика транспортируемой среды	Изделия и материалы
Воздух температурой не более 80 °С при относительной влажности:	
не более 60 %	Бетонные, железобетонные и гипсовые вентиляционные блоки; асбестоцементные трубы и короба; гипсокартонные, гипсобетонные и арболитовые короба; тонколистовая оцинкованная, кровельная, листовая, рулонная холоднокатаная сталь; стеклоткань; бумага и картон; другие материалы, отвечающие требованиям указанной среды
более 60 %	Бетонные и железобетонные вентиляционные блоки; асбестоцементные трубы и короба; тонколистовая оцинкованная, листовая сталь; листовой алюминий; пластмассовые трубы и плиты; стеклоткань; бумага и картон с соответствующей пропиткой; другие материалы, отвечающие требованиям указанной среды
Воздушная смесь с химически активными газами, парами и пылью	Керамические и асбестоцементные трубы и короба; пластмассовые трубы и короба; блоки из кислотоупорного бетона и пластобетона; стеклоткань; металлопласт; листовая сталь; бумага и картон с соответствующими транспортируемой среде защитными покрытиями и пропиткой; другие материалы, отвечающие требованиям указанной среды

Примечание. Воздуховоды из асбестоцементных конструкций не допускается применять в системах приточной вентиляции.

поверхностях в зимнее время. Объединять в жилых зданиях вытяжные вентиляционные каналы из кухонь, санузлов и ванных комнат, находящихся на противоположных сторонах здания, не разрешается.

Расчет канальной системы вентиляции с естественным побуждением сводится к определению размеров живого сечения воздуховодов, оказывающих проходу требуемого количества воздуха сопротивление, соответствующее расчетному давлению. Потери давления в воздуховодах определяют как сумму потерь давления на участках самого протяженного тракта сети. На каждом участке потери давления, Па, состоят из потерь на трение (Rl) и на преодоление местных сопротивлений (Z):

$$p = Rl + Z, \tag{7.4}$$

где R — удельная потеря давления по длине участка, обусловленная трением, Па/м; l — длина участка, м.

Площадь живого сечения воздуховодов, м^2, определяют по формуле

$$F = L/3600v, \tag{7.5}$$

где L — расчетный расход воздуха, м^3/ч; v — скорость воздуха в воздуховоде, м/с (обычно ее принимают равной 0,5...1,0 м/с).

Площадь живого сечения и размеры воздуховода находят, задаваясь скоростью движения воздуха в нем. Потери давления на трение определяют с помощью специальных таблиц или номограмм (рис. 7.8), составленных для круглых стальных воздуховодов. Если воздуховоды для канальной системы вентиляции предполагается выполнять прямоугольными, то для каждого участка рассчитывают диаметр $d_э$ равновеликого (эквивалентного по трению) круглого воздуховода:

$$d_э = \frac{2ab}{a+b}, \tag{7.6}$$

где a и b — длины сторон прямоугольного воздуховода, м.

Удельные потери давления на трение R, определенные по номограмме для стальных воздуховодов (см. рис. 7.8), в случае неметаллических воздуховодов корректируют, умножая найденное значение на коэффициент β, который для шлакогипсовых каналов равен 1,1; для шлакобетонных — 1,15; для кирпичных — 1,3.

Для каждого участка потери давления, Па, на преодоление местных сопротивлений рассчитывают по формуле

$$Z = \sum \xi \frac{v^2\rho}{2}, \tag{7.7}$$

где $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на каждом участке; $\frac{v^2\rho}{2}$ — динамическое давление, Па, определяемое по номограмме (см. рис. 7.8).

В сети воздуховодов потери на местные сопротивления составляют 80...90 % от общих потерь, поэтому при конструировании

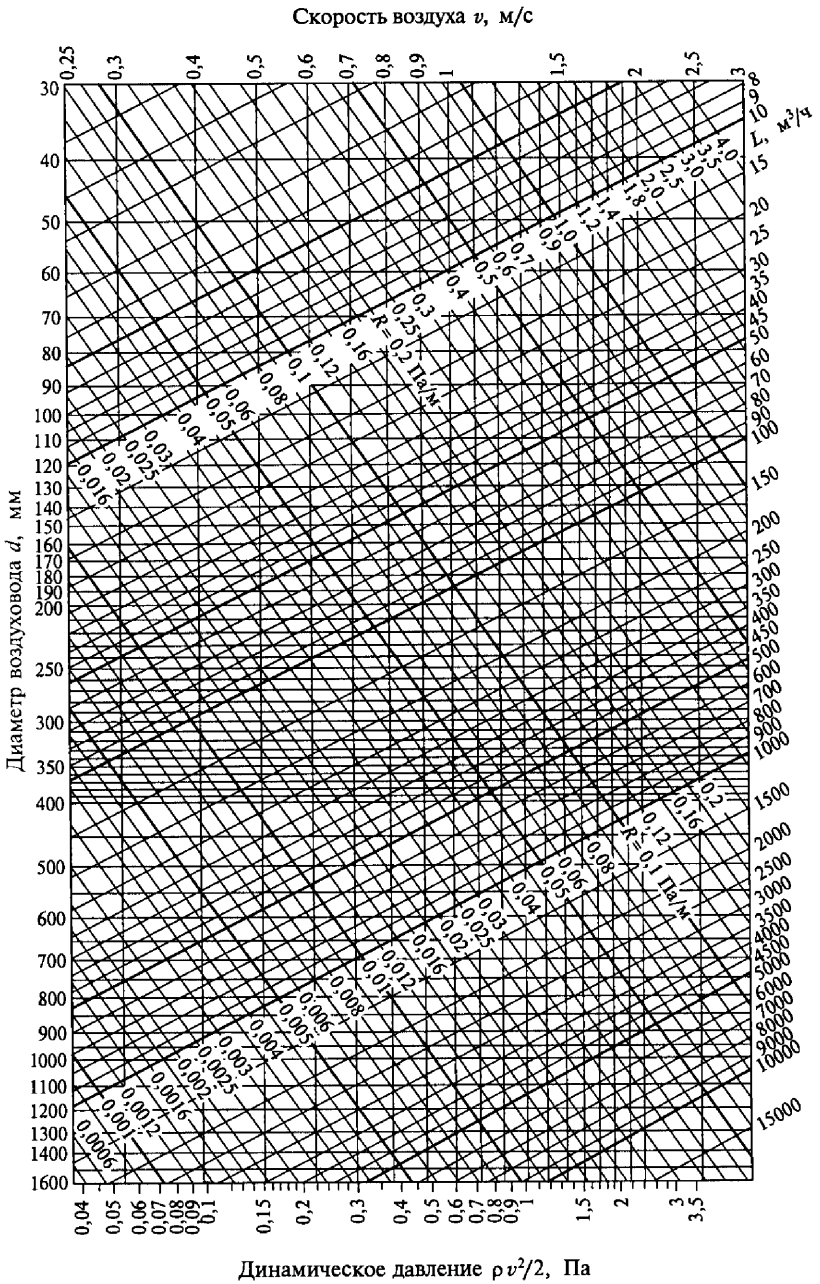


Рис. 7.8. Номограмма для расчета круглых стальных воздуховодов

систем вентиляции нужно избегать резких поворотов, лишних задвижек, клапанов на воздушном тракте.

Преимуществами систем естественной вентиляции являются простота конструкции и сравнительная легкость обслуживания, недостатком — малый радиус действия, особенно для помещений с небольшими избытками теплоты.

7.4. Конструктивные особенности механической вентиляции

В практике проектирования помимо естественной вытяжной вентиляции широко применяют общеобменную и местную механическую вентиляцию, которая, как уже отмечалось в подразд. 7.1, может быть вытяжной, приточной и приточно-вытяжной.

Механическую вентиляцию, т.е. вентиляцию с искусственным побуждением, предусматривают:

если метеорологические условия и чистота воздуха не могут быть обеспечены вентиляцией с естественным побуждением;

для помещений и зон без естественного проветривания.

Смешанную вентиляцию, т.е. механическую с частичным использованием естественного побуждения, можно проектировать для притока или удаления воздуха. Для общественных и административно-бытовых помещений в районах с расчетной температурой наружного воздуха –40 °С и ниже (параметры Б) вентиляцию нужно проектировать, как правило, с искусственным побуждением.

При механической **вытяжной** вентиляции (см. рис. 7.2, *б*) из помещения организованно удаляют загрязненный воздух, а приток воздуха происходит неорганизованно — за счет подсоса его через все неплотности строительных конструкций. При этом в холодный период года в помещение поступает значительное количество холодного воздуха. Это приводит к охлаждению помещения, а при больших объемах подсасываемого воздуха вызывает неприятное ощущение холодного дутья.

Приемные отверстия для удаления воздуха вытяжной вентиляцией из верхней зоны производственных помещений размещают:

под потолком или покрытием, но не ниже 2 м от пола до низа отверстий при удалении избытков теплоты, влаги и вредных газов;

не ниже 0,4 м от плоскости потолка или покрытия до верха отверстий при удалении взрывоопасных смесей газов, паров и аэрозолей (кроме смеси водорода с воздухом);

не ниже 0,1 м от плоскости потолка или покрытия до верха отверстий в помещениях высотой 4 м и менее или не ниже 0,025 высоты помещения (но не более 0,4 м) в помещениях высотой более 4 м при удалении смеси водорода с воздухом.

Приемные отверстия для удаления воздуха общеобменной вентиляцией из рабочей зоны производственных помещений размещают на уровне до 0,3 м от пола до низа отверстий.

Местная вытяжная вентиляция предназначена для удаления загрязненного воздуха непосредственно от источников образования вредных выделений. Ее выполняют в виде различных укрытий, вытяжных зонтов, вытяжных шкафов, бортовых отсосов.

Количество воздуха, м^3/ч, которое необходимо удалить, определяют, пользуясь формулой (7.5):

$$L = 3600Fv, \qquad (7.8)$$

где F — площадь открытых проемов, через которые засасывается воздух, м^2; v — скорость движения воздуха в этих проемах, м/с.

Укрытия с отсосом характеризуются тем, что источник вредных выделений находится внутри них и в результате искусственно создаваемого разрежения вредные вещества не могут попасть в воздух помещения. Особенно большое значение такие укрытия имеют при борьбе с пылью, так как применение общеобменной вентиляции в этом случае малоэффективно. В практике наиболее распространены различные защитно-обеспыливающие кожухи, которыми снабжают шлифовальные, обдирочные, полировальные, заточные, деревообрабатывающие и некоторые другие станки.

Количество воздуха, м^3/ч, необходимое для удаления пыли, для заточных, шлифовальных и полировальных станков определяют по формуле

$$L = K_p d_{кр}, \qquad (7.9)$$

где K_p — размерный коэффициент, м^3/(ч·мм); $d_{кр}$ — диаметр круга, мм.

Коэффициент K_p зависит от диаметра круга и для заточных и шлифовальных станков составляет 1,6...2, а для полировальных станков с войлочными и матерчатыми кругами — 4...6, м^3/(ч·мм).

Вытяжной зонт представляет собой металлический колпак, располагаемый над источником вредных выделений. Всасывающее сечение колпака имеет форму, геометрически подобную горизонтальной проекции облака вредных выделений. Размер каждой стороны прямоугольного зонта определяют из выражения

$$B = b_0 + 0,8h, \qquad (7.10)$$

где b_0 — размер стороны (или диаметр) проекции облака выделений, м; h — расстояние от поверхности источника выделений до приемного отверстия колпака, м.

Для равномерности всасывания угол раскрытия колпака прини мают равным не менее 60 °, а расстояние h — по возможности ми нимальным, так как в этом случае возрастает эффективность зонт

При удалении теплого воздуха, влаги скорость воздуха в гори зонтальном сечении колпака принимают равной 0,15...0,25 м/с, при удалении токсичных веществ — 0,5...1,25 м/с в зависимост от числа открытых сторон зонта (бо́льшие значения для зонто открытых со всех четырех сторон).

Вытяжной шкаф (рис. 7.9) создает укрытие со всех сторо источника вредных выделений. Для наблюдения за работой в шка фу предусматривают рабочие проемы, закрываемые подвижным створками. Вытяжные шкафы используют в химических лаборато риях, при термической и гальванической обработке металлов окраске, развеске и расфасовке сыпучих материалов и др. В зависи мости от характера вредных выделений и их температуры скорост воздуха, засасываемого в шкаф через рабочие отверстия, прини мают равной от 0,5 (пары кислот, спиртов и др.) до 1,5 м/с (пары свинца, ртути, цианистых соединений и др.).

Бортовые отсосы (рис. 7.10) конструктивно представля ют собой щелевые воздухоприемники, располагаемые сбоку от зер кала вредных выделений. Такие отсосы находят применение в тех случаях, когда укрытие источника вредных выделений кожухом по техническим причинам не представляется возможным (при трав лении металлов и нанесении гальванопокрытий, цинковании, се ребрении, в процессе которых выделяются пары кислот, щело чей, цианистый водород и т.п.).

При ширине ванн до 0,5...0,7 м используют однобортовые от сосы, при большей ширине — двухбортовые. Скорость засасыва емого в щель воздуха принимают равной 0,3...3 м/с. При ширине ванн более 1,5...2,0 м применяют бортовые отсосы со сдувом, в которых воздух подается с противоположной от щели отсоса стороны для улучшения всасывания в щель.

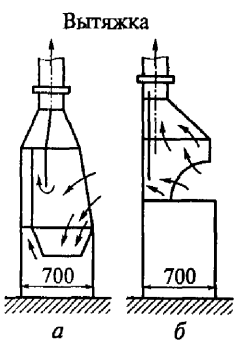


Рис. 7.9. Вытяжной шкаф:
а — с нижним отсосом; *б* — с верхним отсосом

Количество воздуха, м^3/ч, необходимое для сдува, определяют по формуле

$$L_{сд} = 300KAB^2, \qquad (7.11)$$

где K — коэффициент, зависящий от температуры жидкости в ванне, изменяемой от 0,5 (для 20 °С) до 1 (для 70...95 °С); A — длина ванны, м; B — ширина ванны, м.

Количество воздуха, м^3/ч, отсасываемое бортовым отсосом со сдувом,

$$L_{от} = 6L_{сд}. \qquad (7.12)$$

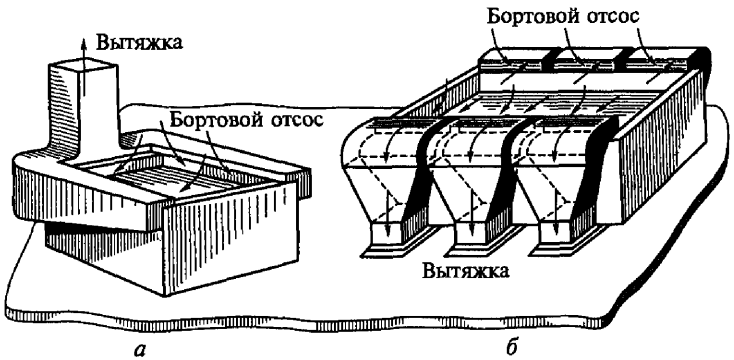


Рис. 7.10. Бортовые отсосы ванн:
а — при малой длине ванны; *б* — при большой длине ванны

Ширину щели бортового отсоса принимают равной 40...100 мм, ширину щели сдува принимают равной 0,0125 ширины ванн, но не менее 5 мм.

Приточная вентиляция с механическим побуждением движения воздуха (см. рис. 7.2, *а*) бывает сосредоточенная и рассредоточенная. При наличии только приточной вентиляции имеет место неорганизованное удаление загрязненного воздуха из помещения.

Приточную вентиляцию применяют в помещениях, в которых не происходит специфическое загрязнение воздуха или необходимо создать незначительное повышенное давление.

В рабочую зону производственных помещений приточный воздух из воздухораспределителей подают горизонтальными струями, выпускаемыми в пределах рабочей зоны; наклоненными вниз струями, выпускаемыми на высоте 2...4 м от пола; вертикальными струями, выпускаемыми на высоте 4...6 м от пола. При незначительных избытках теплоты приточный воздух в производственные помещения можно подавать из воздухораспределителей, расположенных в верхней зоне, вертикальными или наклоненными струями, направленными сверху вниз.

В производственные помещения с выделениями пыли приточный воздух нужно подавать струями, направленными сверху вниз из воздухораспределителей, расположенных в верхней зоне.

В помещения различного назначения при отсутствии выделения пыли приточный воздух можно подавать струями, направленными снизу вверх из воздухораспределителей, расположенных в обслуживаемой или рабочей зоне.

Приточный воздух целесообразно подавать на постоянные рабочие места, если они находятся у источников вредных выделений, для которых невозможно устройство местных отсосов.

Местную приточную вентиляцию широко используют для создания требуемых параметров микроклимата в ограниченном объеме, в частности, непосредственно на рабочем месте. Это достигается созданием воздушных оазисов, воздушных завес (см. подразд. 3.10) и воздушных душей.

Воздушный оазис создают в отдельных зонах рабочих помещений с высокой температурой. Для этого рабочую площадку ограниченной площади закрывают легкими передвижными перегородками высотой 2 м и в огороженное пространство подают со скоростью 0,2...0,4 м/с более холодный воздух.

Стационарные воздушные души представляют собой общий воздуховод с приточными (душирующими) насадками, которые направляют струю воздуха на рабочие места. Забор воздуха производится либо снаружи, либо полностью или частично из помещения (полная или частичная рециркуляция).

Передвижные воздушные души состоят из вентилятора, двигателя и различных приспособлений (подставки, ограждения вентилятора и др.). В них используется наружный воздух или воздух помещения.

В цехах заводов со значительными выделениями вредных газов и паров, влаги и теплоты широко применяют **приточно-вытяжную вентиляцию**, представляющую собой комбинацию приточной и вытяжной вентиляции (см. рис. 7.2, *в*).

Для помещений категорий А и Б, а также для производственных помещений, в которых выделяются вредные вещества или присутствуют резко выраженные неприятные запахи, предусматривают отрицательный дисбаланс. Так называют разность расходов воздуха, подаваемого в помещение (здание) и удаляемого из него системами вентиляции с искусственным побуждением, кондиционирования воздуха и воздушного отопления.

7.5. Охрана атмосферного воздуха от загрязнений

На промышленных предприятиях выбрасываемый в атмосферу из систем местных отсосов и общеобменной вентиляции воздух, содержащий загрязняющие вредные вещества, должен подвергаться очистке, а остальное количество вредных веществ необходимо рассеивать в атмосфере.

Методика расчета концентрации в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий, предусматривает, что концентрации вредных веществ от вентиляционных выбросов данного объекта с учетом фоновых концентраций от других выбросов не должны превышать:

в атмосферном воздухе населенных мест — предельно допустимых максимальных разовых концентраций вредных веществ ($ПДК_{м}$), установленных Госкомсанэпиднадзором России, или 0,8 $ПДК_{м}$ в зонах санитарно-защитной охраны курортов, крупных санаториев, домов отдыха и зонах отдыха городов;

в воздухе, поступающем в помещения производственных и административно-бытовых зданий через приемные устройства, открываемые окна и проемы, используемые для притока воздуха, — 0,3 предельно допустимых концентраций вредных веществ для рабочей зоны производственных помещений ($ПДК_{р.з}$).

Очистку выбросов пылегазовоздушной смеси можно не предусматривать из систем с естественным побуждением, а также из систем малой мощности с искусственным побуждением, если эти выбросы не нарушают требований соответствующего раздела проекта предприятия «Охрана атмосферного воздуха от загрязнений».

Для упрощения расчетов по охране атмосферного воздуха введено понятие *условный источник*. Под ним подразумевается источник, заменяющий группу источников, находящихся на кровле здания в пределах площади круга диаметром 20 м. Общий расход пылегазовоздушной смеси таких источников $L \le 10$ м^3/с. Условная концентрация q, мг/м^3, по каждому вредному веществу не должна превышать q_1, q_2 и q_3, а для пыли, кроме того, должна быть не более 100 мг/м^3. Значения q_1, q_2 и q_3 определяют по следующим формулам:

$$q_1 = 10\frac{H + D}{D}q_n; \qquad (7.13)$$

$$q_2 = \frac{L_y}{L}q_n; \qquad (7.14)$$

$$q_3 = \frac{0,08lKq_{р.з}}{D}, \qquad (7.15)$$

где H — высота расположения устья источника над уровнем земли, м; для группы источников высоту H определяют как высоту условного источника, равную среднему арифметическому из высот всех источников группы; D — диаметр устья источника, м; для условного источника, заменяющего группу из i источников с диаметрами устья D_1, D_2, ..., D_i, $D = (D_1^2 + D_2^2 + ... + D_i^2)^{0,5}$; если устье источника не круглое, то $D = 1,13F^{0,5}$, где F — площадь поперечного сечения устья источника, м^2; $q_n, q_{р.з}$ — предельно допустимые концентрации, мг/м^3, вредных веществ соответственно в воздухе населенных мест и в воздухе рабочей зоны; L_y — условный расход атмосферного воздуха для разбавления выбрасываемых вредных веществ; при расстояниях от источника до границы населенного пункта 50, 100, 300, 500 м и более условный расход воздуха равен соответственно 60, 250, 2000, 6000 м^3/с; L — расход пылегазовоз-

душной смеси для одного конкретного или условного источника, м³/с; l — расстояние, м, между устьем источника и приемным устройством для наружного воздуха по горизонтали; при $l < 10D$ следует принимать $l = 10D$; при $l > 60D$ следует принимать $l = 60D$; для условного источника, заменяющего группу из i источников, $l = (l_1 + l_2 + ... + l_i)/i$, где l_1, l_2, ..., l_i — расстояния по горизонтали каждого из источников группы, оси струй которых при направлении ветра в сторону рассматриваемого приемного устройства для наружного воздуха вписываются в его габаритные размеры; K — коэффициент, характеризующий уменьшение концентрации вредных веществ в струе, определяемый по СНиП 2.04.05-91.

Условную концентрацию q, мг/м³, для условного источника с выбросом вредных веществ, обладающих эффектом суммации действия, приведенную к одному веществу, определяют:

при сравнении с q_1 и q_2 по формуле

$$q = q_1' + q_2' \frac{q_{n1}}{q_{n2}} + ... + q_i' \frac{q_{n1}}{q_{ni}}; \qquad (7.16)$$

при сравнении с q_3 по формуле

$$q = q_1' + q_2' \frac{q_{\text{р.з1}}}{q_{\text{р.з2}}} + ... + q_i' \frac{q_{\text{р.з}}}{q_{\text{р.з}i}}, \qquad (7.17)$$

где q_1', ..., q_i' — концентрации вредных веществ, мг/м³, обладающих эффектом суммации действия; q_{n1}, ..., q_{ni}; $q_{\text{р.з1}}$, ..., $q_{\text{р.з}i}$ — соответственно ПДК$_n$ и ПДК$_{\text{р.з}}$ для вредных веществ, обладающих эффектом суммации действия; i — число вредных веществ, обладающих эффектом суммации по отношению к воздуху рабочей зоны.

Из систем общеобменной вентиляции помещений категорий А и Б, удаляющих вредные вещества 1-го, 2-го классов опасности, и местных отсосов вредных и неприятно пахнущих веществ и взрывоопасных смесей выбросы следует производить вертикально вверх через трубы и шахты, не имеющие зонтов.

Расстояние от источников выброса взрывоопасной парогазовоздушной смеси до ближайшей точки возможных источников воспламенения (искры, газы с высокой температурой и др.) следует принимать не менее 10 м. Указанное расстояние находят по формуле

$$l_{\text{и.в}} = 4D \frac{q}{0,1 q_{\text{к.п}}}, \qquad (7.18)$$

где D — диаметр устья источника, м; q — концентрация горючих газов, паров, пыли в устье, мг/м³; $q_{\text{к.п}}$ — нижний концентрационный предел распространения пламени для газо-, паро- и пылевоздушных смесей, мг/м³.

Выбросы от систем вытяжной вентиляции нужно делать отдельными, если хотя бы в одной из труб или шахт возможно отложение горючих веществ или при смешении выбросов возможно образование взрывоопасных смесей.

7.6. Аварийная вентиляция и особенности ее устройства

Аварийную вентиляцию производственных помещений, в которые возможно внезапное поступление больших количеств вредных или горючих газов, паров или аэрозолей, предусматривают по требованиям технологов.

Расход воздуха для аварийной вытяжной вентиляции должен быть таким, чтобы при ее совместном действии с основными системами вентиляции с искусственным побуждением в помещениях высотой 6 м и менее обеспечивался восьмикратный воздухообмен за 1 ч, а в помещениях высотой более 6 м удалялось воздуха не менее 50 м³/ч на 1 м² площади пола помещений.

Аварийную вентиляцию в помещениях категорий В, Г и Д делают с искусственным побуждением; допускается применять аварийную вентиляцию с естественным побуждением при условии обеспечения требуемого расхода воздуха при расчетных параметрах Б в теплый период года.

Для аварийной вытяжной вентиляции нужно использовать:

основные системы вытяжной общеобменной вентиляции с резервными вентиляторами для аварийного расхода воздуха;

системы аварийной вытяжной вентиляции в дополнение к основным системам (с резервными вентиляторами), если расход воздуха в основных системах не полностью обеспечивает аварийный воздухообмен;

только системы аварийной вытяжной вентиляции, если использование основных систем невозможно или нецелесообразно;

только системы аварийной приточной вентиляции для одноэтажных зданий.

Вытяжные устройства (решетки или патрубки) для удаления воздуха системами аварийной вентиляции целесообразно размещать в рабочей зоне при выделении газов и паров, имеющих при поступлении их в помещение удельный вес больше удельного веса воздуха в рабочей зоне; в верхней зоне при выделении газов и паров с меньшим удельным весом.

Аварийную вентиляцию для удаления дыма при пожаре (противодымная вентиляция) предусматривают с целью обеспечения эвакуации людей из помещений здания в начальной стадии пожара, возникшего в одном из помещений.

Вытяжную противодымную вентиляцию монтируют для удаления дыма из каждого производственного и складского помещения

(с постоянными рабочими местами) без естественного освещения или из каждой части помещения с естественным освещением (без фонарей), находящейся от наружных стен с окнами на расстоянии l, если помещение отнесено к категориям А, Б и В (а также Г и Д в одноэтажных зданиях IV степени огнестойкости). Расстояние l определяют в зависимости от приходящейся на 1 м длины наружных стен помещения площади окон F, расположенных на 0,2 м и выше дверей эвакуационных выходов:

F, м²/м	0,3 и менее	0,4	0,5 и более
l, м	15	20	30

Расход дыма, удаляемого вентилятором из коридоров или холлов здания, определяют, принимая подсосы воздуха через неплотности дымовой шахты по расчету или в количестве 100 м³/ч на 1 м ее высоты и на 1 м длины ответвлений от шахты. При этом учитывают также подсосы воздуха через воздуховоды.

Дымовые клапаны размещают под потолком коридора или холла. Можно присоединять дымовые клапаны к дымовым шахтам через горизонтальное ответвление длиной не более 15 м.

Для удаления дыма из коридоров или холлов следует использовать отдельные системы с искусственным побуждением. К системе допускается присоединять две шахты (в пределах одного противопожарного отсека здания) с вентилятором, рассчитанным на бóльший расход дыма одной из шахт с учетом подсосов через неплотности обеих шахт.

Расход дыма, кг/ч, удаляемого непосредственно из помещения, определяют по формуле

$$G_д = 1,1GF_{дв}, \qquad (7.19)$$

где G — расход воздуха, поступающего в горящее помещение, равный 18, 14 или 9 тыс. кг/ч на 1 м² дверей эвакуационных выходов из помещения соответственно при одной, двух или трех и более последовательно расположенных дверях на пути эвакуации наружу; $F_{дв}$ — площадь дверей помещения, м².

Число дымовых клапанов для помещения с непосредственным удалением дыма определяют по приведенным ниже формулам, принимая бóльшее из полученных значений:

$$N_1 = 2,75 \cdot 10^{-4} \frac{G_д}{F_{кл} v_д \gamma_д}; \qquad (7.20)$$

$$N_2 = 100 F_п \frac{N_1}{G_д}, \qquad (7.21)$$

где $F_{кл}$ — площадь свободного сечения дымового клапана, м²; $v_д$ — скорость движения дыма в открытом клапане, м/с; $\gamma_д$ — удельный вес дыма, Н/м³; $F_п$ — площадь помещения, м².

Отношение N_2/N_1, округленное до ближайшего целого числа, определяет число дымовых зон помещения. В каждой дымовой зоне размещают равное число дымовых клапанов, объединяя их в группы, присоединяемые к вытяжному воздуховоду или дымовой шахте. Расстояние между группами клапанов принимают максимальным, но не более 30 м. Для каждой дымовой зоны, как правило, предусматривают отдельные вытяжные системы с искусственным побуждением. Общие вытяжные системы с искусственным побуждением применяют не более чем для четырех дымовых зон или помещений в пределах одного этажа. Скорость движения дыма в клапанах, шахтах и воздуховодах при удалении дыма системой с искусственным побуждением принимают не менее 20 м/с, а при удалении дыма с естественным побуждением — по расчету.

Удельный вес γ_{min} дыма, удаляемого из помещений объемом 10 тыс. м³ и менее, следует принимать 4 Н/м³ при горении жидкостей и газов, 5 Н/м³ — при горении твердых тел и 6 Н/м³ — при горении волокнистых веществ.

Удельный вес дыма, удаляемого из помещений объемом более 10 тыс. м³, следует определять по формуле

$$\gamma = \gamma_{min} + 0,05(V_п - 10), \qquad (7.22)$$

где $V_п$ — объем помещения, тыс. м³.

Площадь свободного сечения каждого дымового клапана $F_{кл}$ принимают не менее 0,2 м², а площадь свободного сечения дымовой шахты при удалении дыма системой с естественным побуждением — не менее 0,5 м². Системы дымоудаления рассчитывают на параметры Б наружного воздуха в теплый период года.

Для систем противодымной вытяжной вентиляции предусматривают:

радиальные вентиляторы с электродвигателями на одном валу в исполнении, соответствующем категории обслуживаемого помещения, без мягких вставок;

дымовые клапаны из негорючих материалов (с пределом огнестойкости 0,5 ч) с автоматическим, дистанционным и ручным или автоматическим и ручным управлением;

обратные клапаны после вентилятора;

устройства, обеспечивающие выброс дыма в атмосферу на высоте не менее 2 м от кровли, с зонтом для систем с искусственным побуждением и с дефлектором для систем с естественным побуждением.

Вентиляторы систем вытяжной противодымной вентиляции нужно размещать отдельно от вентиляторов других систем. Допускается размещение вентиляторов вытяжных систем на кровле и снаружи здания (кроме районов с расчетной температурой наружного воздуха −40 °С и ниже — параметры Б).

7.7. Определение расхода приточного воздуха

Количество расходуемого приточной вентиляцией воздуха определяют расчетным способом, исходя из условий обеспечения санитарно-гигиенических норм и норм взрывопожарной безопасности.

Расход воздуха определяют отдельно для теплого и отдельно для холодного и переходного периодов года, принимая бóльшее из значений, полученных по приведенным ниже формулам.

Расход воздуха, определяемый *по избыткам явной теплоты*:

$$L_Q = L_{р.з} + \frac{3,6Q - cL_{р.з}\left(t_{р.з} - t_п\right)}{c\left(t_у - t_п\right)}, \qquad (7.23)$$

где $L_{р.з}$, $t_{р.з}$ — соответственно расход, м³/ч, и температура, °С, воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местных отсосов, общеобменной вентиляцией и забираемого на технологические нужды; Q — явный избыточный тепловой поток, поступающий в помещение, Вт; c — удельная объемная теплоемкость воздуха, равная 1,2 кДж/(м³ · °С); $t_у$ — температура воздуха, °С, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны; $t_п$ — температура воздуха, °С, подаваемого в помещение.

Поступающий в помещение тепловой поток от прямой и рассеянной солнечной радиации учитывают (при организации вентиляции) только для теплого периода года.

Расход воздуха, определяемый *по массе выделяющихся вредных веществ*:

$$L_m = L_{р.з} + \frac{m - L_{р.з}\left(q_{р.з} - q_п\right)}{q_у - q_п}, \qquad (7.24)$$

где m — масса вредного вещества, выделяющегося в единицу времени в воздухе помещения, мг/ч; $q_{р.з}$, $q_у$ — концентрация вредного вещества в воздухе, удаляемом соответственно из рабочей зоны помещения и за пределами рабочей зоны, мг/м³; $q_п$ — концентрация вредного вещества в воздухе, подаваемом в помещение, мг/м³.

При одновременном выделении в помещении нескольких вредных веществ, обладающих эффектом суммации действия, воздухообмен определяют, суммируя расходы воздуха, рассчитанные по каждому из этих веществ.

Расход воздуха, определяемый *по избыткам влаги* (водяного пара):

$$L_ω = L_{р.з} + \frac{ω - ρL_{р.з}\left(d_{р.з} - d_п\right)}{ρ\left(d_у - d_п\right)}, \qquad (7.25)$$

где ω — избытки влаги в помещении, г/ч; ρ — плотность приточного и удаляемого воздуха, принимаемая равной 1,2 кг/м³; $d_{р.з}$ — влагосодержание воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местных отсосов, общеобменной вентиляцией и забираемого на технологические нужды, г/кг; $d_п$ — влагосодержание воздуха, подаваемого в помещение, г/кг; $d_у$ — влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, г/кг.

Для помещений с избытками влаги нужно производить проверку достаточности воздухообмена для предупреждения образования конденсата на внутренней поверхности наружных ограждающих конструкций при расчетных параметрах наружного воздуха Б в холодный период года.

Расход воздуха, определяемый *по избыткам полной теплоты*:

$$L_{Q_{пол}} = L_{р.з} + \frac{3,6Q_{пол} - ρL_{р.з}\left(I_{р.з} - I_п\right)}{ρ\left(I_у - I_п\right)}, \qquad (7.26)$$

где $Q_{пол}$ — полный тепловой поток, поступающий в помещение, Вт; $I_{р.з}$ — удельное теплосодержание (энтальпия) воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местных отсосов, общеобменной вентиляцией и забираемого на технологические нужды, кДж/кг; $I_п$ — удельное теплосодержание воздуха, подаваемого в помещение, кДж/кг (определяется с учетом повышения температуры); $I_у$ — удельное теплосодержание воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, кДж/кг.

Расход воздуха, определяемый *по нормируемой кратности воздухообмена*:

$$L_n = V_п n, \qquad (7.27)$$

где $V_п$ — объем помещения, м³; n — нормируемая кратность воздухообмена, ч⁻¹.

Расход воздуха, определяемый *по нормируемому удельному расходу приточного воздуха*:

$$L_k = F_п k = Nв, \qquad (7.28)$$

где $F_п$ — площадь помещения, м²; k — нормируемый расход приточного воздуха на 1 м² площади пола помещения, м³/(ч · м²); N — число людей (посетителей), рабочих мест или единиц оборудования; $в$ — нормируемый расход приточного воздуха, м³/ч, на одного человека (посетителя), одно рабочее место или единицу оборудования.

Параметры воздуха $t_{р.з}$, $d_{р.з}$, $I_{р.з}$ нужно принимать равными расчетным параметрам в обслуживаемой или рабочей зоне помещения, а $q_{р.з}$ — равным ПДК в рабочей зоне помещений. Расход воздуха для обеспечения норм взрывопожарной безопасности определяют по формуле (7.24), заменяя в ней $q_{р.з}$ и $q_у$ на $0,1q_{к.п}$, где $q_{к.п}$ — то же, что в формуле (7.18).

Контрольные вопросы

1. Расскажите о назначении вентиляции.
2. Как классифицируют системы вентиляции?
3. В чем заключаются преимущества механической вентиляции?
4. Какие условия следует выполнять при организации воздухообмена в помещении?
5. Что такое кратность воздухообмена?
6. Как размещают отверстия для забора наружного воздуха при его подаче в помещение?
7. Как рассчитывают потери давления в вентиляционной системе?
8. Что называют местной вытяжной вентиляцией?
9. Для чего предназначены стационарные воздушные души?
10. Какие требования предъявляют к удаляемому из помещений воздуху органы охраны воздушного бассейна?
11. Для чего предназначена аварийная вентиляция и каковы особенности ее устройства?
12. Как рассчитывают расход приточного воздуха?

Глава 8
ОБОРУДОВАНИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ И ЕГО РАЗМЕЩЕНИЕ

8.1. Общие требования к выбору вентиляционного оборудования

Вентиляторы, приточные камеры, воздухонагреватели, теплоутилизаторы, пылеуловители, фильтры, клапаны, шумоглушители выбирают по расчетному расходу воздуха. При этом учитывают потери и подсосы воздуха через неплотности в оборудовании (по данным завода-изготовителя), в воздуховодах вытяжных (до вентилятора) и приточных (после вентилятора) систем, исключая участки воздуховодов систем общеобменной вентиляции, прокладываемые в пределах обслуживаемых ими помещений.

Для защиты воздухонагревателей от замерзания нужно предусматривать:

скорость движения воды в трубках не менее 0,12 м/с при расчетной температуре наружного воздуха по параметрам Б;

установку смесительных насосов у воздухонагревателей (при соответствующем технико-экономическом обосновании);

при использовании пара в качестве теплоносителя установку конденсатоотводчиков не менее чем на 300 мм ниже патрубков воздухонагревателей, из которых стекает конденсат, и удаление конденсата из конденсатоотводчиков самотеком до сборных баков.

Тепловой поток выбранного воздухонагревателя не должен превышать расчетный более чем на 10 %.

Оборудование во взрывозащищенном исполнении применяют:

при размещении его в помещениях категорий А и Б или в воздуховодах систем, обслуживающих помещения этих категорий;

для систем вентиляции, воздушного отопления (в том числе с воздуховоздушными теплоутилизаторами), обслуживающих помещения категорий А и Б;

для систем местных отсосов взрывоопасных смесей.

Оборудование в обычном исполнении используют в системах местных отсосов, размещенных в помещениях категорий В, Г и Д, удаляющих парогазовоздушные смеси, если в соответствии с нормами технологического проектирования исключена возможность образования взрывоопасной концентрации как при нормальной работе технологического оборудования, так и при его аварии. Если

температура, категория и группа взрывоопасной смеси горючих газов, паров, аэрозолей пыли с воздухом не соответствуют техническим условиям на взрывозащищенные вентиляторы, то следует предусматривать эжекторные установки.

Защитные ограждения целесообразно устраивать на всасывающих и нагнетательных отверстиях вентиляторов, не присоединенных к воздуховодам. Для очистки взрывоопасной пылевоздушной смеси от горючих веществ следует применять пылеуловители и фильтры:

при сухой очистке — во взрывозащищенном исполнении, как правило, с устройствами для непрерывного удаления уловленной пыли;

при мокрой очистке (в том числе пенной) — как правило, во взрывозащищенном исполнении; при обосновании допускается в обычном исполнении.

Воздухораспределители в помещениях с расходом приточного воздуха 10 м^3/ч и более на 1 м^2 площади и независимо от расхода воздуха при воздушном отоплении выполняют, как правило, с устройствами для изменения направления струи в вертикальной и горизонтальной плоскостях и для регулирования расхода воздуха. Воздухораспределители для душирования рабочих мест применяют с устройствами для регулирования расхода воздуха и направления струи в горизонтальной плоскости на угол до 180° и в вертикальной плоскости на угол 30°.

8.2. Конструктивные особенности оборудования вентиляционных систем

Вентиляторы в вентиляционных системах применяют двух типов: радиальные (центробежные) и осевые. По развиваемому избыточному давлению различают вентиляторы низкого (менее 1 кПа), среднего — (1...3 кПа) и высокого (3...12 кПа) давления. По направлению вращения колеса́ вентиляторы бывают правого вращения (правые), у которых колесо вращается по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода, и левого вращения — с колесом, вращающимся против часовой стрелки.

В зависимости от состава перемещаемого воздуха вентиляторы изготовляют в следующих исполнениях: нормальном; антикоррозийном — для перемещения агрессивных сред (при их изготовлении применяют материалы, стойкие к воздействию воздуха с агрессивными примесями); взрывобезопасном — для перемещения взрывоопасных смесей (вентиляторы в этом исполнении имеют колесо, кожух и входные патрубки из алюминия или дюралюминия).

Радиальные вентиляторы имеют различные положения корпуса (рис. 8.1) в зависимости от направления вращения

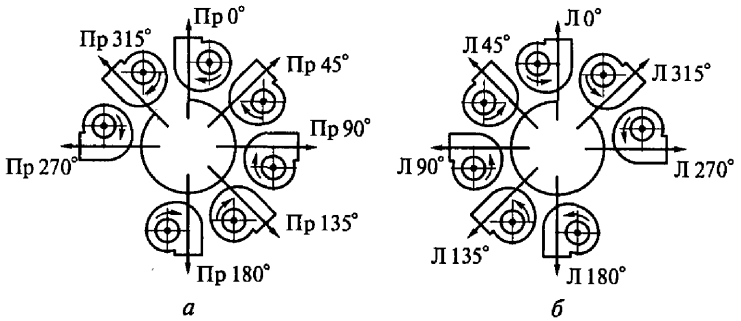


Рис. 8.1. Положения корпусов вентиляторов правого (*а*) и левого (*б*) вращений

(Пр и Л) и угла поворота выходного патрубка. В обозначение радиального вентилятора входят буквы В и Ц, тип и номер вентилятора. Например, обозначение ВЦ4-70 № 6,3 указывает, что вентилятор центробежный, типа 4-70, номер 6,3 (соответствует наружному диаметру рабочего колеса в дециметрах).

Радиальные вентиляторы ВЦ4-70 (рис. 8.2, 8.3) и ВЦ4-76 предназначены для перемещения воздуха температурой до 80 °С, не содержащего пыли и других твердых примесей в количестве более 100 мг/м^3, а также липких веществ и волокнистых материалов. Вентиляторы ВЦ4-70 выпускают с номерами от 2,5 до 12,5, а ВЦ4-76 — с номерами от 8 до 20. Указанные вентиляторы комплектуют асинхронными электродвигателями серии АИ.

У вентиляторов ВЦ4-46 (номера от 2 до 8) корпус может быть установлен в любом из семи положений по направлению выходного фланца (см. рис. 8.1).

Радиальные пылевые вентиляторы ВЦП7-40, изготовляемые из углеродистой и нержавеющей стали, применяют для перемеще-

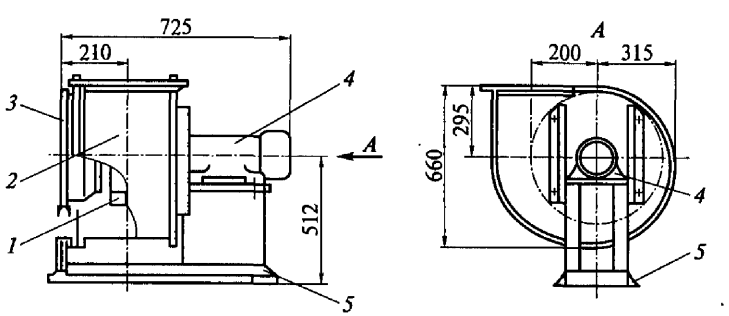


Рис. 8.2. Общий вид радиального (центробежного) вентилятора типа ВЦ4-70 № 4:

1 — колесо; *2* — кожух; *3* — патрубок; *4* — электродвигатель; *5* — станина

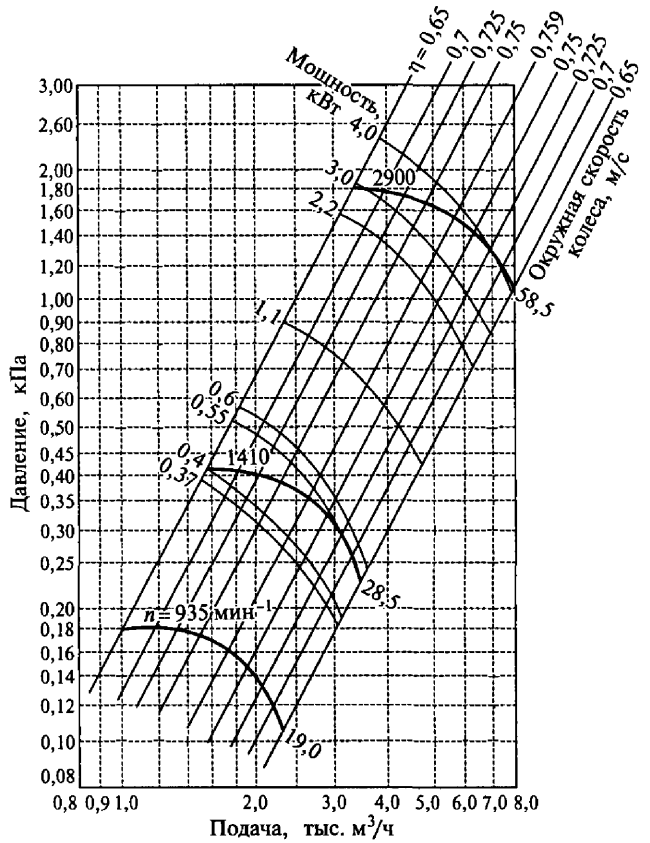


Рис. 8.3. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВЦ4-70 № 4

ния воздуха, содержащего твердые механические примеси в количестве более 150 мг/м^3. Они могут быть правого и левого вращения со всеми положениями, кроме Пр180° и Л180°.

Осевые вентиляторы предназначены для перемещения воздуха температурой до 40 °С, не содержащего пыли и других твердых частиц, а также липких и волокнистых веществ в количестве более 10 мг/м^3. Они состоят из рабочего колеса с лопастями пропеллерного типа, цилиндрического корпуса и привода. Лопасти осевых вентиляторов могут быть листовые и профильные. Промышленность выпускает осевые вентиляторы только с листовыми лопастями, изготовляемыми из металлического листа одинаковой толщины. В зависимости от соединения рабочих колес с приводом осевые вентиляторы выпускают шести конструктивных исполнений.

Осевые одноступенчатые вентиляторы с горизонтально расположенной осью вращения и диаметрами рабочих колес 400... 1250 мм создают рабочее давление до 1 кПа.

Крышные вентиляторы предназначены для перемещения воздуха и других неагрессивных газов температурой до 60 °С, не содержащих пыли и других твердых примесей в количестве более 100 мг/м^3. Такие вентиляторы устанавливают на бесчердачных перекрытиях промышленных зданий и на кровле общественных, сельскохозяйственных и других сооружений.

Рабочее колесо вентилятора располагается горизонтально на вертикальной оси. Промышленность изготовляет следующие вентиляторы: крышные центробежные КЦ3-90 № 4,5 и 6,3; центробежные виброизолированные КЦ4-84-В № 8, 10 и 12; осевые с колесом Ц3-04 № 4, 5 и 6, а также осевые виброизолированные с колесом Ц3-04 № 8 В и 12 В.

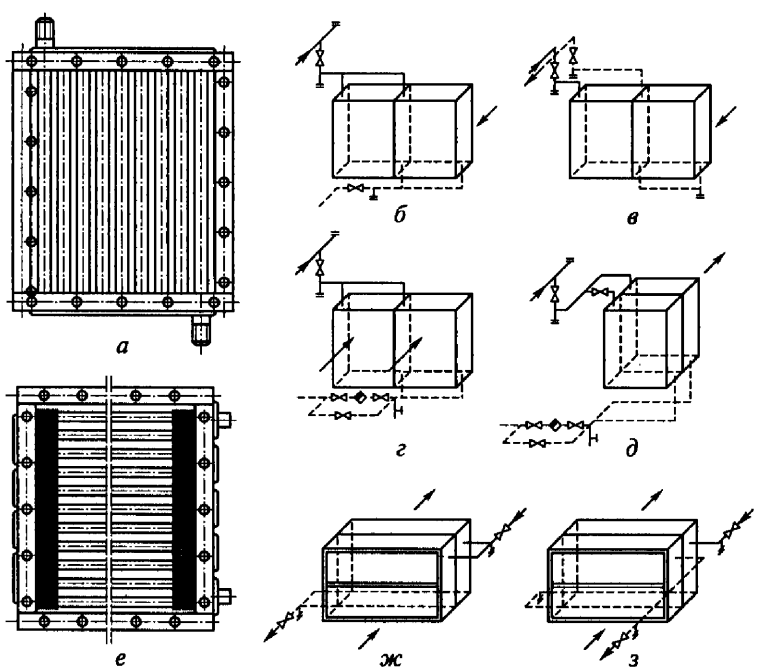


Рис. 8.4. Калориферы и схемы их обвязок:

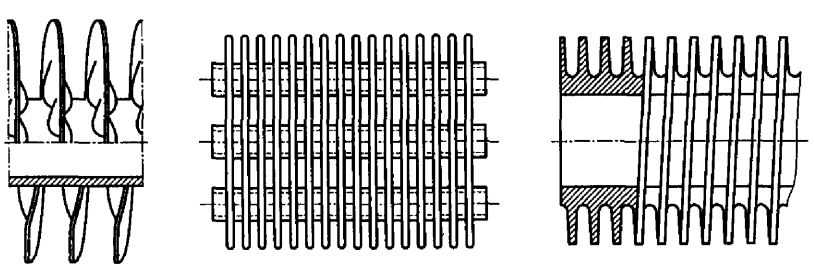
а — общий вид одноходового калорифера; *б*, *в*, *г*, *д* — обвязка одноходового калорифера по воде соответственно параллельно, последовательно, на паре параллельно по воздуху, последовательно по воздуху; *е* — общий вид многоходового калорифера; *ж* — обвязка калорифера параллельно по воде и последовательно по воздуху; *з* — обвязка калорифера параллельно по воде и по воздуху

Таблица 8.1

Технические характеристики калориферов

Модель	Площадь поверхности нагрева, м²	Площадь живого сечения, м²	
		по воздуху	по теплоносителю
КФСО — спирально-навивной одноходовой средней модели	9,77...55,84	0,09...0,50	0,006...0,017
КФБО — спирально-навивной одноходовой большой модели	13,02...71,06	0,09...0,65	0,008...0,213
КВБ-П — пластинчатый многоходовой большой модели	13,02...71,06	0,105...1,30	0,0012...0,005
КСкЗ — биметаллический с накатным оребрением многоходовой средней модели	10,85...102,5	0,11...1,03	0,0085...0,002

Калориферами (рис. 8.4, табл. 8.1) называют установки, предназначенные для нагревания воздуха в системах воздушного отопления и приточной вентиляции с использованием в качестве греющей среды горячей воды или пара. По движению теплоносителя по трубам калориферы подразделяют на одно- и многоходовые; по виду оребрения — на пластинчатые, спирально-навивные и накатные (рис. 8.5); по числу трубок по ходу воздуха — на малой модели — М (2 шт.), средней модели — С (3 шт.) и большой модели — Б (4 шт.); по материалу трубок — на стальные и биме-



а *б* *в*

Рис. 8.5. Виды оребрения калориферов:
а — навивное; *б* — насадное; *в* — накатное

Таблица 8.2

Присоединительные размеры калориферов по фронту, мм

Номер калорифера	Высота	Ширина	Номер калорифера	Высота	Ширина
1	578	426	8	828	551
3	828	426	10	1203	551
5	1203	423	12	1703	1551

таллические. В зависимости от габаритных присоединительных размеров калориферам присваивают номера от 1 до 12 (табл. 8.2).

Воздуховоды круглого или прямоугольного сечения применяют для перемещения воздуха в вентиляционных установках. Воздуховоды и фасонные части к ним изготовляют в соответствии с Инструкцией по применению и расчету воздуховодов из унифицированных деталей для систем вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования воздуха (ВСН 353-75).

Нормируемые внутренние размеры металлических воздуховодов приведены в табл. 8.3.

Размерный ряд переходов, тройников, крестовин, заглушек и базовых врезок приведен в ВСН 353-75.

Таблица 8.3

Нормируемые внутренние размеры поперечного сечения металлических воздуховодов

Диаметр воздуховода круглого сечения, мм	Размеры воздуховода прямоугольного сечения, мм	
100	100×150	1250×600
200	250×250	1250×1250
250	300×150	1600×800
400	400×400	1600×1600
450	500×250	2000×1000
500	500×400	2000×1250
710	600×500	2550×1250
800	600×600	2500×1600
1000	800×500	2500×2500
1400	1000×500	3150×2500
2000	1000×1000	4000×3150

Примечание. Размеры воздуховодов из других материалов следует уточнять по данным заводов-изготовителей.

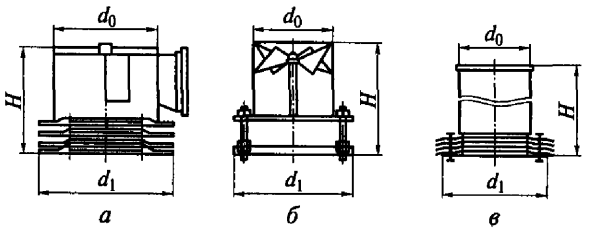


Рис. 8.6. Общий вид воздухораспределителей типа ВЭЦ (*а*), ВЭПв (*б*) и ВЭП (*в*)

Для воздуховодов, по которым транспортируется воздух с примесью газов и паров, вызывающих коррозию стали, рекомендуются следующие антикоррозионные покрытия и материалы:

мастика битуминоль — для защиты от действия воздуха, содержащего окислы азота, сернистый газ, пары аммиака, соляной и других кислот при температуре от –20 до +60 °С. Ею не следует пользоваться при наличии в воздухе примесей сильных окислителей (хромового ангидрида, тумана крепкой азотной кислоты, а также органических растворителей — бензола, ксилола, уайт-спирита и др.);

бакелитовые лаки — для защиты воздуховодов от действия паров кислот, спирта (метилового и этилового), толуола и бензола; применяют при температуре воздуха до 120 °С;

перхлорвиниловые лаки, грунты и эмали — обладают стойкостью к агрессивным средам (кислым, нейтральным и щелочным) при температурах до 60 °С и к действию влаги, но неустойчивы к хлорированным углеводородам.

Воздуховоды из пластмасс (фаолита, листового винипласта) изготовляют для перемещения воздуха, загрязненного парами или аэрозолями серной или соляной кислоты, а также парами бензола.

Таблица 8.4

Размеры, мм, воздухораспределителей (см. рис. 8.6)

Марка	d_0	d_1	H
ВЭЦ-2,8	280	364	464
ВЭЦ-6	630	880	683
ВЭЦ-9	900	1170	862
ВЭПв-3	315	437	514
ВЭПв-4,5	450	617	718
ВЭПв-9	900	1237	1413
ВЭП-3	315	437	590
ВЭП-4,5	450	617	830
ВЭП-6	630	880	1160

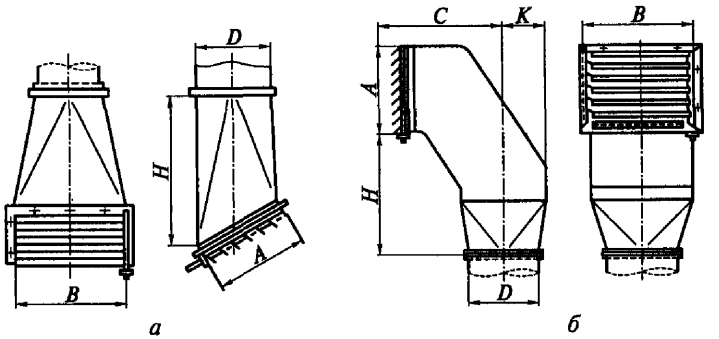


Рис. 8.7. Общий вид душирующих патрубков типа ПДв (*а*) и ПДн (*б*)

При перемещении пыли ответвления от воздуховодов должны быть присоединены таким образом, чтобы исключить возможность засорения их материалами, транспортируемыми из магистралей.

Воздухораспределители, предназначенные для подачи воздуха из системы вентиляции или воздушного отопления в обслуживаемое помещение, изготовляют нескольких типов (рис. 8.6, табл. 8.4): эжекционные центробежные (ВЭЦ) правого и левого исполнений; эжекционные потолочные (ВЭПв) нескольких типоразмеров; эжекционные пристенные (ВЭП) с декоративной решеткой и без нее.

Душирующие патрубки (рис. 8.7, табл. 8.5) с верхним (ПДв) и нижним (ПДн) подводом воздуха без увлажнения предназначены для создания требуемых параметров воздуха на рабочих местах, подверженных тепловому облучению.

Таблица 8.5

Геометрические параметры душирующих патрубков (см. рис. 8.7)

Марка	Размеры, мм						Площадь живого сечения, м²
	D	A	B	H	C	K	
ПДв-3	315	330	440	760	—	—	0,14
ПДв-4	400	440	560	960	—	—	0,23
ПДв-5	500	550	700	1200	—	—	0,36
ПДн-3	315	330	440	565	553	150	0,14
ПДн-4	400	440	560	780	589	190	0,23
ПДн-5	500	550	700	900	831	240	0,36

8.3. Оборудование для очистки воздуха от пыли

Очистку воздуха от примесей производят как при подаче наружного воздуха в помещение, так и при удалении загрязненного воздуха из помещения. В первом случае обеспечивается защита работающих, во втором — окружающей среды.

Степень очистки, %, воздуха от пыли, обычно называемую *эффективностью пылеулавливания*, определяют по формуле

$$\eta = \frac{G_2 - G_1}{G_2} 100, \qquad (8.1)$$

где G_2 — концентрация пыли в воздухе до очистки, мг/м^3; G_1 — концентрация пыли в воздухе после очистки, мг/м^3.

Очистка воздуха от пыли может быть грубой, средней или тонкой.

При *грубой* очистке из воздуха улавливается только крупная пыль с размерами частиц более 50 мкм, степень очистки сравнительно невысока — 70...85 %. При *средней* очистке задерживается пыль с размерами частиц до 50 мкм, степень очистки возрастает до 85...95 %. *Тонкая* очистка позволяет улавливать пыль с размерами частиц менее 10 мкм, степень очистки при этом более 95 %. Если пыль неядовита, воздух после тонкой очистки может быть возвращен обратно в помещение (рециркуляция воздуха).

Для грубой и средней очистки широко используют различные **пылеуловители**, принцип действия которых основан на резком уменьшении скорости движения загрязненного воздуха (пылеосадочные камеры) или изменении направления его движения (инерционные пылеуловители), в результате чего пылинки под действием сил тяжести в первом случае и инерционных сил во втором случае оседают на дно пылеулавливающего устройства или попадают в специальный сборник пыли.

Наиболее широкое распространение в промышленности благодаря дешевизне конструкции, малым размерам и простоте обслуживания получили циклоны (рис. 8.8), в которых отделение пыли происходит под действием центробежных сил, возникающих при повороте воздуха с большой скоростью. Пыль прижимается к стенкам циклона и под действием своего веса скатывается к его нижней части. Скорость воздуха в подводящем патрубке составляет от 15 до 23 м/с.

Принцип действия электрических пылеуловителей основан на способности частиц пыли принимать на себя электрический заряд. Запыленный воздух пропускается между электродами, в результате чего частички пыли получают определенный заряд и стремятся осесть на электроде противоположной полярности. Эти электроды периодически встряхивают специальным устройством, пыль оседает в бункере и затем удаляется.

Для средней и тонкой очистки воздуха от примесей широко используют **фильтры**, которые подразделяются на поглощающие и пористые.

К числу поглощающих фильтров относятся промывные камеры и орошаемые фильтры. В орошаемых фильтрах (ротоклонах) (рис. 8.9) фильтрующий слой состоит из гравия, кокса или специальных фарфоровых колец, орошаемых водой. Проходя извилистый путь в слое наполнителя, частицы пыли прилипают к смоченным поверхностям и смываются протекающей водой.

В пористых фильтрах запыленный воздух пропускается через слой зернистого или волокнистого материала, сеток, ткани. Очистка воздуха основана на том, что пыль задерживается в промежутках между частичками или волокнами фильтрующего материала. Наиболее широкое применение нашли матерчатые фильтры, в которых фильтрующим материалом являются шерстяные ткани (фланель, байка и др.), хлопчатобумажные заменители (вельветон, пестротканая фланель, фильтропрессованный холст), а также ткань из стекловолокна. Эффективность пылеулавливания матерчатых фильтров очень высока — около 98...99,5 %, однако при высоком пылесодержании поступающего воздуха пыль быстро покрывает ткань рукавов и фильтры нуждаются в частом встряхива-

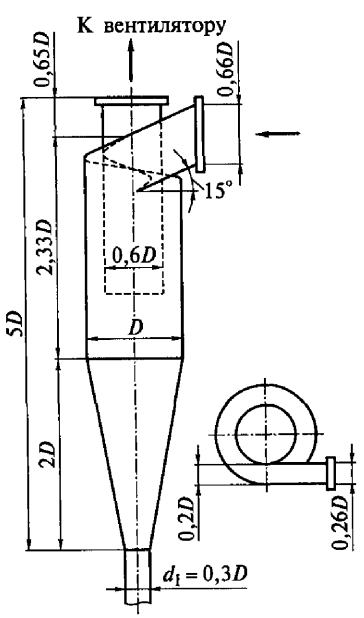


Рис. 8.8. Общий вид циклона

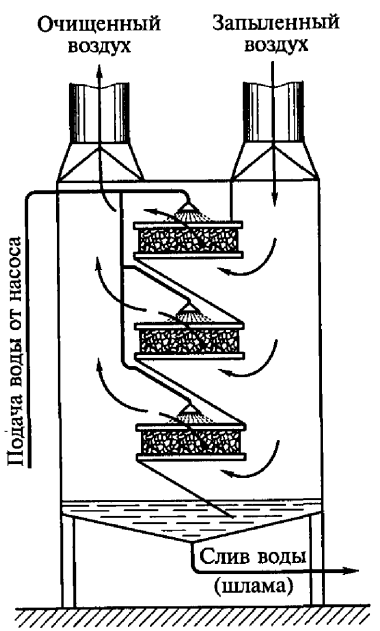


Рис. 8.9. Общий вид орошаемого фильтра

нии. Более рациональной в таких случаях является двухступенчатая очистка, при которой воздух последовательно проходит через два пылеуловителя или фильтра. В качестве фильтра грубой очистки могут применяться циклоны, в качестве фильтров тонкой очистки — матерчатые фильтры.

Для повышения эффективности пористых фильтров, в которых фильтрующими элементами являются различные наполнители и сетки, эти элементы покрывают тонким слоем масла, обычно веретенным или вазелиновым. Такие фильтры применяют для очистки воздуха при концентрации пыли до 200 мг/м^3, при этом степень очистки составляет более 95 %.

Чтобы правильно выбрать фильтр или пылеуловитель, необходимо знать количество пыли, содержащейся в воздухе, требуемую степень очистки воздуха от пыли, характер пыли, размеры частиц и их удельный вес, а также размеры помещения, в котором должен быть установлен фильтр. В каждом случае выбор типа фильтра, его размеров, а также конструктивной компоновки всей установки обосновывают технико-экономическими расчетами.

8.4. Размещение оборудования вентиляционных систем

Размещать оборудование систем общеобменной вентиляции не разрешается в следующих обслуживаемых помещениях: категорий А и Б (кроме оборудования воздушных и воздушно-тепловых завес с рециркуляцией и без рециркуляции воздуха); категории В, если расход воздуха в системе превышает 40 тыс. м^3/ч; в жилых, общественных и административно-бытовых зданиях (кроме оборудования с расходом воздуха 10 тыс. м^3/ч и менее). Размещать оборудование систем аварийной вентиляции и местных отсосов можно в обслуживаемых ими помещениях. В складах, кладовых и других помещениях, доступ в которые ограничен, можно размещать только оборудование воздушных и воздушно-тепловых завес при использовании в качестве теплоносителя воды или пара. Оборудование систем приточной вентиляции (рис. 8.10) и кондиционирования не следует размещать в помещениях, в которых не допускается рециркуляция воздуха. Оборудование систем вентиляции для помещений категорий А и Б, а также оборудование систем местных отсосов взрывоопасных смесей нельзя размещать в подвальных помещениях.

Фильтры первой ступени очистки приточного воздуха от пыли нужно размещать до воздухонагревателей, фильтры второй ступени — перед выпуском воздуха в помещение. Масляные фильтры для очистки приточного воздуха целесообразно размещать после воздухонагревателей в местностях с расчетной температурой наружного воздуха –25 °С и ниже (параметры Б).

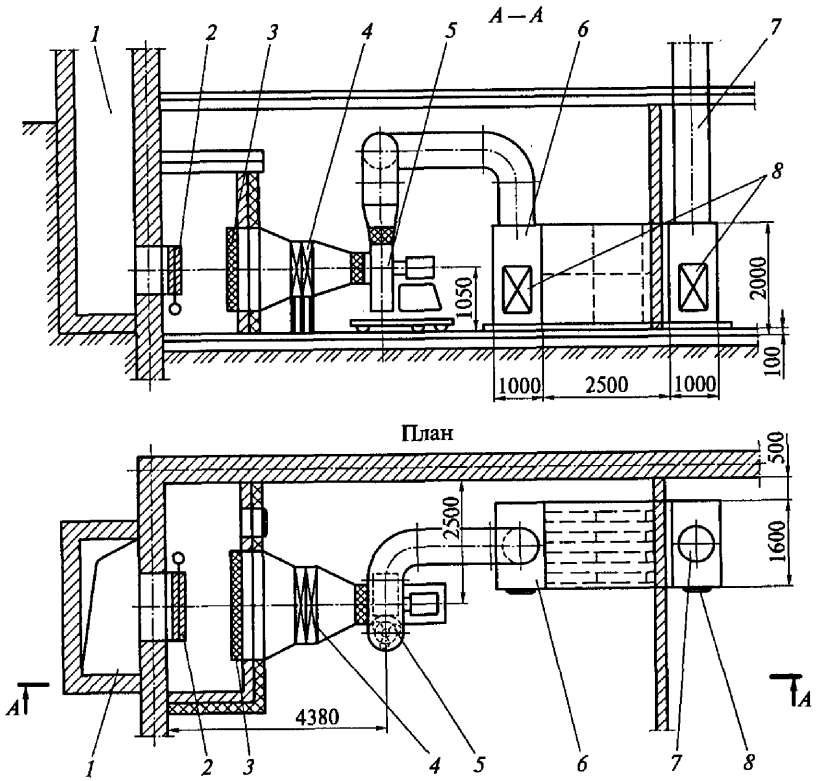


Рис. 8.10. Общий вид приточной вентиляционной камеры и размещенного в ней оборудования:

1 — воздухозаборная шахта; *2* — утепленный многостворчатый воздухозаборный клапан; *3* — воздушный фильтр; *4* — калорифер; *5* — вентилятор; *6* — глушитель шума; *7* — подающий воздуховод; *8* — люки

Пылеуловители для сухой очистки взрывоопасной пылевоздушной смеси устанавливают, как правило, перед вентиляторами.

Вне производственных зданий пылеуловители вместе с вентилятором размещают открыто на расстоянии не менее 10 м от стен или в отдельных зданиях. Пылеуловители без устройств для непрерывного удаления уловленной пыли при расходе воздуха 15 тыс. м^3/ч и менее и массе пыли, которая может поместиться в бункерах, 60 кг и менее, а также с устройствами для непрерывного удаления уловленной пыли можно размещать вместе с вентиляторами в отдельных помещениях для вентиляционного оборудования в производственных зданиях (кроме подвалов). Нельзя применять пылеотстойные камеры для взрыво- и пожароопасной пылевоздушной смеси. Пылеуловители для мокрой очистки пылевоздушной смеси, как

правило, размещают в отапливаемых помещениях, но можно размещать их и вне отапливаемых помещений или вне зданий, предусматривая при этом мероприятия, предотвращающие размораживание водяной системы.

Оборудование приточной вентиляции, обслуживающей помещения категорий А и Б, не допускается размещать в общем помещении с оборудованием вытяжных систем, а также с оборудованием приточных систем с рециркуляцией воздуха.

Оборудование систем с воздуховоздушными теплоутилизаторами, использующими теплоту (холод) воздуха помещений категорий А и Б для нагревания (охлаждения) приточного воздуха этих помещений, не допускается размещать в общем помещении вместе с оборудованием систем, обслуживающих помещения категорий Г, Д и административно-бытовые помещения. На воздуховодах приточных систем, обслуживающих помещения категорий А и Б, а также комнаты отдыха, обогрева работающих и конторы мастера, расположенные в этих помещениях, предусматривают обратные взрывозащищенные клапаны в местах пересечения воздуховодами ограждений помещений для вентиляционного оборудования.

Оборудование вытяжных систем, удаляющих воздух, который имеет резкий или неприятный запах (уборные, курительные и др.), нельзя размещать в общем помещении для вентиляционного оборудования вместе с оборудованием для приточных систем.

Оборудование вытяжных систем общеобменной вентиляции, обслуживающих помещения категорий А и Б, не разрешается размещать в общем помещении для вентиляционного оборудования вместе с оборудованием для других систем. Оборудование вытяжных систем общеобменной вентиляции для помещений категорий А и Б допускается размещать в общем помещении для вентиляционного оборудования вместе с оборудованием местных отсосов взрывоопасных смесей без пылеуловителей или с мокрыми пылеуловителями, если в воздуховодах исключено отложение горючих веществ.

Оборудование систем местных отсосов взрывоопасных смесей нельзя размещать вместе с оборудованием других систем в общем помещении для вентиляционного оборудования.

Контрольные вопросы

1. Перечислите оборудование, размещаемое в приточных и вытяжных вентиляционных камерах.
2. Какие типы вентиляторов вы знаете?
3. На что указывает номер в обозначении радиального вентилятора?
4. Где устанавливают крышные вентиляторы?
5. Для чего предназначены калориферы и по каким признакам их классифицируют?
6. Из каких унифицированных деталей монтируют воздуховоды?
7. Какие типы воздухораспределителей используют в вентиляционных системах?
8. Для чего служат душирующие патрубки и какие типы душирующих патрубков вы знаете?
9. Что такое эффективность пылеулавливания?
10. Какое оборудование используют для очистки воздуха от пыли?
11. На чем основан принцип действия пылеуловителей?
12. Как устроен орошаемый фильтр?
13. Как добиваются повышения эффективности пористых фильтров?
14. Какие требования предъявляются к размещению вентиляционного оборудования, обслуживающего помещения категорий А и Б?

Глава 9
СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ МИКРОКЛИМАТА

9.1. Назначение и принцип работы систем кондиционирования воздуха

Система кондиционирования воздуха (СКВ) — это техническая установка, предназначенная для создания и поддержания в помещении или отдельной зоне заданных параметров микроклимата и чистоты воздуха. При этом заданные параметры поддерживаются в течение всех периодов года. Системы кондиционирования воздуха обычно работают в автоматическом режиме, обеспечиваемом специальной системой автоматического регулирования. В некоторых случаях при кондиционировании воздуха требуется обеспечить также высокую чистоту притока, т. е. полное отсутствие пыли.

Система кондиционирования конструктивно состоит из воздухоприготовительного устройства (кондиционера), сети воздуховодов, сетевого оборудования (доводчиков, воздухораспределителей, средств автоматического регулирования и шумоглушителей).

На рис. 9.1 приведена схема форсуночного кондиционера, предназначенного для полной обработки воздуха, с I и II регулируемыми рециркуляциями. Наружный воздух поступает в кондиционер через жалюзийную решетку *1* и очищается от пыли в фильтре *2*. Пройдя клапан *3*, часть воздуха поступает в калориферы первого подогрева *4*. Установленные на подаче горячей воды в калориферы *4* специальные клапаны *15* регулируют степень нагрева воздуха в калориферах. Воздух может проходить, минуя калориферы, т. е. оставаясь без подогрева. Затем свежий подогретый воздух смешивается с некоторым объемом рециркуляционного воздуха, возвращаемого из обслуживаемого кондиционером помещения через заслонки *5*.

Смесь наружного и рециркуляционного воздуха проходит оросительную камеру *12*, калорифер второго подогрева *7*, клапан *8*, попадает в вентиляционный агрегат *10* и по воздуховоду *9* поступает в помещение. Температура теплоносителя в калорифере *7* регулируется автоматически специальным клапаном *11*. Уровень воды в оросительной камере поддерживается поплавковым устройством *14*. Насос с регулятором оросительной системы *13* обеспечивает поступление холодной воды к форсункам в требуемом количестве.

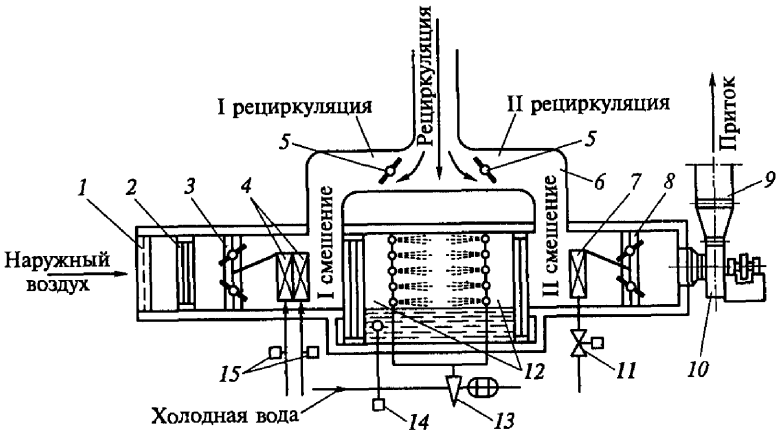


Рис. 9.1. Схема форсуночного кондиционера с I и II регулируемыми рециркуляциями:

1 — жалюзийная решетка; *2* — фильтр; *3* — клапан; *4* — калориферы первого подогрева; *5* — заслонки рециркуляционного воздуха; *6* — камера смешения; *7* — калорифер второго подогрева; *8* — регулирующий клапан на пути воздуха; *9* — воздуховод; *10* — вентиляционный агрегат; *11* — регулирующий клапан на пути теплоносителя калорифера; *12* — оросительная камера; *13* — регулятор оросительной системы; *14* — поплавковое устройство; *15* — специальные клапаны

В помещениях метеорологические условия при кондиционировании следует обеспечивать в пределах оптимальных норм (см. табл. 3.2, 3.4), кроме случаев, когда метеорологические условия установлены другими нормативными документами.

Температуру приточного воздуха, подаваемого системами кондиционирования воздуха, $t_п$, °С, определяют по формулам:

при необработанном наружном воздухе

$$t_п = t_н + 0,001p, \tag{9.1}$$

где $t_н$ — температура наружного воздуха, °С; p — полное давление воздуха после вентилятора, Па;

при наружном воздухе, охлажденном на Δt_1, °С, циркулирующей водой по адиабатному циклу

$$t_п = t_н - \Delta t_1 + 0,001p; \tag{9.2}$$

при необработанном наружном воздухе и местном доувлажнении воздуха в помещении, снижающем его температуру на Δt_2, °С,

$$t_п = t_н - \Delta t_2 + 0,001p; \tag{9.3}$$

при наружном воздухе, охлажденном циркулирующей водой, и местном доувлажнении

$$t_п = t_н - \Delta t_1 - \Delta t_2 + 0,001p; \tag{9.4}$$

при наружном воздухе, нагретом в воздухонагревателе на Δt_3, °С,

$$t_п = t_н + \Delta t_3 + 0,001p. \quad (9.5)$$

В летний период тепло- и влагосодержание наружного воздуха часто превышают заданные параметры приточного воздуха, необходимые для поддержания метеорологических условий в помещениях. В таких случаях приточный воздух подвергается соответствующему охлаждению и осушению. В ряде случаев в производственных цехах с преобладанием выделяющейся явной теплоты и минимальным выделением влаги в летний период можно не прибегать к осушению приточного воздуха, а ограничиться только снижением его температуры за счет адиабатического процесса. При этом часть явной теплоты, содержащейся в воздухе помещения, переходит в скрытую теплоту, что сопровождается снижением температуры обрабатываемого воздуха, увеличением влагосодержания и, соответственно, относительной влажности при неизменном теплосодержании.

9.2. Классификация систем кондиционирования воздуха

Кондиционирование воздуха — это автоматическое поддержание в закрытых помещениях всех или отдельных его параметров (температуры, относительной влажности, чистоты, скорости движения) с целью обеспечения оптимальных метеорологических условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей, ведения технологических процессов и сохранения ценностей культуры.

В зависимости от среднего уровня необеспеченности в год указанных параметров системы кондиционирования воздуха подразделяют на классы (по надежности):

первый — в среднем 100 ч в год при круглосуточной работе или 70 ч в год при односменной работе в дневное время не обеспечивает заданных параметров;

второй — в среднем 250 ч в год при круглосуточной работе или 175 ч в год при односменной работе в дневное время не обеспечивает заданных параметров;

третий — в среднем 450 ч в год при круглосуточной работе или 315 ч в год при односменной работе в дневное время не обеспечивает заданных параметров.

По назначению системы кондиционирования подразделяют на комфортные и технологические. *Комфортное кондиционирование* воздуха используют для создания микроклимата, оптимального для жизнедеятельности людей. При этом отклонение параметров воздуха от заданных составляет по температуре ±1,0 °С, по относительной влажности ±7 %, по подвижности воздуха ±0,1 м/с в течение года в среднем от 100 до 450 ч. *Технологическое кондиционирование* воздуха предназначено для обеспечения необходимых его параметров для оптимизации технологических процессов.

Системы кондиционирования, предназначенные для круглосуточного и круглогодичного обеспечения требуемых параметров воздуха в помещениях, следует предусматривать не менее чем с двумя кондиционерами. При выходе из строя одного из кондиционеров необходимо обеспечить в помещении не менее 50 % требуемого воздухообмена и заданную температуру в холодный период года. При наличии технологических требований к постоянству заданных параметров в помещении необходимо при проектировании предусматривать установку резервных кондиционеров и насосов для поддержания требуемых параметров воздуха.

Системы кондиционирования воздуха классифицируют:

по характеру связи с обслуживаемым помещением — на местные и центральные;

по схеме обработки воздуха — на прямоточные и рециркуляционные;

по конструктивным признакам — на автономные и неавтономные.

В *центральных* системах кондиционирования источники теплоты и холода (ИТХ) централизованы. Распределение воздуха по отдельным помещениям обеспечивается распределительной сетью воздуховодов.

В *местных неавтономных* системах ИТХ централизованы, но обработка воздуха производится в местных кондиционерах, которые размещаются в обслуживаемых ими помещениях. При таких системах распределительные воздуховоды отсутствуют. Питание местных неавтономных кондиционеров теплоносителем и хладоносителем осуществляется по трубопроводам, соединяющим эти кондиционеры с центральными ИТХ.

Автономные системы кондиционирования представляют собой индивидуальные кондиционеры со встроенными холодильными машинами. Их устанавливают в отдельных помещениях и подключают к электросети.

9.3. Снижение температуры приточного воздуха в летний период с использованием адиабатического процесса испарения

Как отмечалось в подразд. 9.1, на предприятиях ряда отраслей промышленности, расположенных в районах с сухим и жарким климатом, в процессе производства преобладает выделение явной теплоты при незначительных выделениях влаги. Для снижения температуры приточного воздуха в летнее время года используют адиабатический процесс испарения. Сущность такого способа снижe-

ния температуры состоит в следующем. Обрабатываемый в оросительной камере наружный воздух, вступая в контакт с капельками разбрызгиваемой воды, имеющей температуру мокрого термометра (см. подразд. 6.1), приходит в состояние, близкое к состоянию насыщения (практически относительная влажность $\varphi = 95\,\%$) за счет происходящего в этом случае испарения влаги. Очевидно, что испарение происходит только тогда, когда обрабатываемый воздух имеет относительную влажность ниже 100 %. В процессе испарения жидкости источником теплоты в системе вода — воздух является воздух, а условием переноса теплоты — разность температур между воздухом и водой. При температуре воды $t_м$ эта разность соответствует психрометрической разности температур.

Приточный воздух, отдавая явную теплоту в результате теплообмена с водой, охлаждается. Теоретически при достижении полного насыщения конечная температура воздуха должна быть равной температуре мокрого термометра $t_м$, но в реальных условиях оросительной камеры кондиционера достичь такого состояния воздуха не удается. Следовательно, при использовании для снижения температуры воздуха адиабатического процесса испарения жидкости в летний период года из всех основных узлов форсуночного кондиционера должна функционировать только камера орошения. Разбрызгиваемая в камере орошения вода при контакте с обрабатываемым воздухом принимает температуру мокрого термометра. Специальных охлаждающих устройств не требуется. Из общего количества разбрызгиваемой воды испаряется всего 3...5 %, а остальная часть воды выпадает в поддон, откуда забирается насосом и подается к форсункам. Подпитка водой производится автоматически с помощью шарового крана.

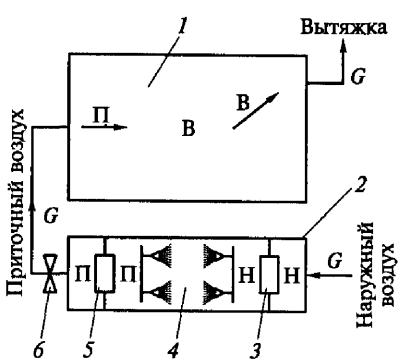


Рис. 9.2. Схема системы кондиционирования воздуха в летнее время с использованием адиабатического процесса обработки воздуха:

1 — кондиционируемое помещение; *2* — кондиционер; *3* — калорифер первого подогрева; *4* — оросительная камера; *5* — калорифер второго подогрева; *6* — вентилятор

Так как количество добавляемой воды незначительно, то температуру разбрызгиваемой воды для расчетов можно принимать равной температуре мокрого термометра, а конечное состояние обрабатываемого воздуха определяется на I—d-диаграмме (см. рис. 6.1) точкой пересечения линии I = const, проведенной через точку заданного состояния наружного воздуха (в летний период), с кривой $\varphi = 95\,\%$. Исходные параметры наружного воздуха обозначим через $t_Н$ и $\varphi_Н$, а расчетные параметры внутреннего воздуха — через $t_В$ и $\varphi_В$. При этом $\varphi_В$ может изменяться в допустимых пределах (см. табл. 3.2...3.4), т. е. $\varphi_В = a...b$, так как при данном способе обработки воздуха не возможно поддерживать постоянным заданное значение относительной влажности $\varphi_В$.

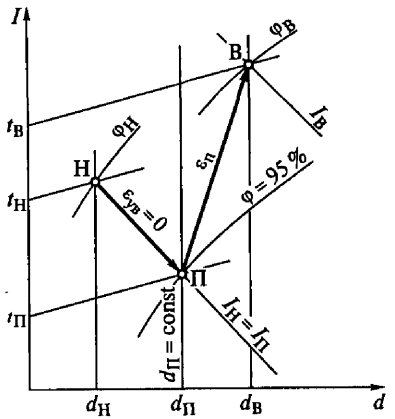


Рис. 9.3. Построение на I—d-диаграмме адиабатического процесса обработки воздуха в форсуночном кондиционере в летнее время

На рис. 9.2 изображена принципиальная схема системы кондиционирования воздуха в летнее время с использованием адиабатического процесса. Буквы Н, П и В на отдельных участках схемы связывают ее с I—d-диаграммой (рис. 9.3), на которой этими же буквами обозначено состояние воздуха на соответствующих участках схемы.

Наружный воздух в количестве G, кг/ч, поступает в кондиционер *2* (см. рис. 9.2), а после обработки — в помещение *1*. Отработавший воздух удаляется из помещения с помощью вытяжной системы. Такую схему кондиционирования называют *прямоточной*. На рис. 9.2 кондиционер условно разделен на три части в соответствии с составляющими его элементами.

Построение процесса кондиционирования воздуха на I—d-диаграмме начинают с нанесения точки Н, характеризующей состояние наружного воздуха (см. рис. 9.3). Так как в летний период оба калорифера отключены, то наружный воздух с параметрами $t_Н$, $d_Н$, $\varphi_Н$ поступает в дождевое пространство (оросительную камеру), где при контакте с капельками воды, имеющей температуру мокрого термометра, происходит процесс адиабатического испарения, которому на I—d-диаграмме соответствует адиабатический луч НП (угловой коэффициент $\varepsilon_{ув} = 0$). Процесс завершается в точке П пересечения этого луча с кривой $\varphi = 95\,\%$. При этом температура $t_П$ является предельно возможной при использовании адиабатического процесса.

Таким образом, при указанной обработке температура воздуха снижается на $\Delta t = t_Н - t_П$. Теплосодержание воздуха при этом сохраняется примерно постоянным. Из рис. 9.3 видно, что чем больше $\varphi_Н$, тем меньше Δt. Поэтому использование адиабатического процесса для снижения температуры приточного воздуха целесообразно только при сравнительно низких значениях относительной влажности наружного воздуха.

В рассматриваемых условиях параметры точки П являются параметрами приточного воздуха. Если известны количества теплоты и влаги, выделяющиеся в помещении, а следовательно, и угловой коэффициент луча процесса $\varepsilon_{п}$, то дальнейшее построение процесса производят так. Через точку П проводят луч ПВ (соответствует процессу, происходящему в помещении) до пересечения его с изотермой, соответствующей заданному значению внутренней температуры. Определив в результате такого построения положение точки В, т.е. ее параметры, можно, используя формулу (7.23), рассчитать количество приточного вентиляционного воздуха.

Если относительная влажность, соответствующая точке В, удовлетворяет заданным пределам ($\varphi_{В} = a...b$), то построение процесса считают законченным. Однако на практике часто складываются такие условия, при которых линия луча процесса изменения состояния воздуха в помещении проходит в зоне высоких значений относительной влажности, поэтому координаты (т.е. параметры) точки В выходят за допустимые пределы. В этих случаях при обработке наружного воздуха рекомендуется использовать схему кондиционирования, показанную на рис. 9.4. Эта схема предусматривает подачу только части наружного воздуха в дождевое пространство, а остальная часть необработанного воздуха смешивается с обработанным воздухом с помощью байпасного воздуховода.

Обрабатываемая часть наружного воздуха $G_{дп}$, кг/ч, имеет на входе в дождевое пространство параметры, соответствующие точке Н (рис. 9.5), а на выходе из оросительной камеры — параметры состояния, характеризуемые точкой О (как результат адиабатического процесса). Другая часть воздуха в количестве $G_{б}$ с состоянием Н, минуя оросительную камеру, смешивается с воздухом, выходящим в количестве $G_{дп}$ из оросительной камеры. В результате термодинамического процесса образующаяся смесь в количестве G_0 будет иметь параметры состояния приточного воздуха, соответствующие на $I-d$-диаграмме точке П. При поступлении приточного воздуха в помещение устанавливается заданное состояние внутреннего воздуха (точка В). С этими параметрами воздух удаляется из помещения системой вытяжной вентиляции.

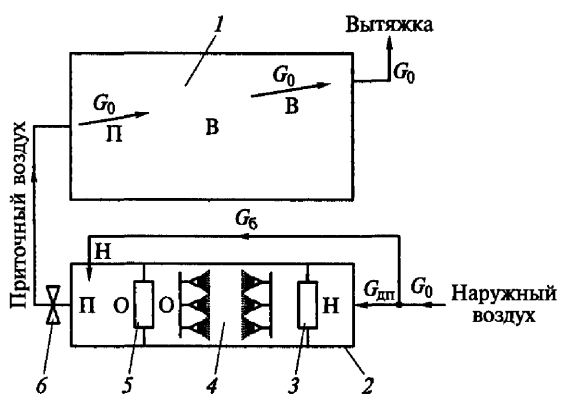


Рис. 9.4. Схема системы кондиционирования воздуха в летнее время с использованием адиабатического процесса обработки и подмешивания части наружного воздуха в зоне за оросительной камерой (номера позиций соответствуют рис. 9.2)

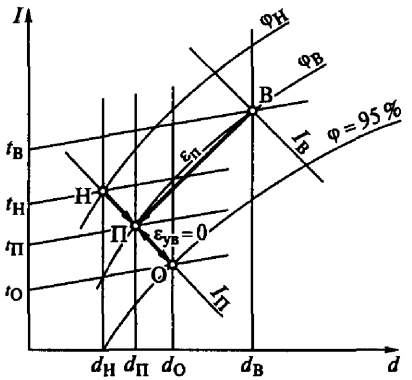


Рис. 9.5. Построение на $I-d$-диаграмме адиабатического процесса обработки воздуха в летнее время с подмешиванием части наружного воздуха в зоне за оросительной камерой

Рассмотрим построение данного процесса обработки наружного воздуха при кондиционировании на $I-d$-диаграмме (см. рис. 9.5). Исходными данными являются расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха, а также угловой коэффициент луча процесса в помещении. Построение процесса на $I-d$-диаграмме начинают с нанесения точки Н, имеющей параметры наружного воздуха. Далее через точку Н проводят луч адиабатического процесса испарения ($\varepsilon_{ув} = 0$) до его пересечения с кривой $\varphi = 95\,\%$, получая точку О, параметры которой определяют состояние воздуха, покидающего в количестве $G_{дп}$ дождевое пространство. Затем на $I-d$-диаграмме по заданным параметрам внутреннего воздуха наносят точку В (в этом случае $\varphi_{В}$ принимает вполне определенное значение). Через точку В проводят луч, соответствующий процессу в помещении, до пересечения его с лучом НО, соответствующим адиабатическому процессу в оросительной камере. Точка пересечения П определяет параметры приточного воздуха, получающегося при смешивании наружного воздуха из байпасного воздуховода и воздуха, обработанного в кондиционере.

Так как в результате выполненного построения определились параметры приточного воздуха, то его количество можно вычислить по формуле (7.23). Для того чтобы определить количество воздуха, пропускаемого через дождевое пространство $G_{дп}$ и байпасный воздуховод $G_{б}$, используем пропорцию $\frac{G_0}{НО} = \frac{G_{б}}{ПО}$, из которой следует, что $G_{б} = G_0 \frac{ПО}{НО}$.

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, $G_{дп} = G_0 - G_б$.

Количество влаги $W_{исп}$, кг/ч, подлежащей испарению для увлажнения воздуха в рассматриваемой схеме, можно определить по формуле

$$W_{исп} = G_{дп}(d_О - d_Н)10^{-3}. \quad (9.6)$$

Рассмотренный способ обработки воздуха нельзя использовать в случаях, когда заданные параметры (тепло- и влагосодержание) приточного воздуха ниже соответствующих параметров наружного воздуха. В таких случаях рекомендуется применять схему обработки воздуха с его охлаждением и осушением.

9.4. Способы охлаждения, нагревания, осушения и увлажнения воздуха, используемые в практике кондиционирования

Виды обработки влажного воздуха и их изображение на $I—d$-диаграмме рассмотрены в подразд. 6.5. Данный подраздел посвящен способам обработки.

Охлаждение воздуха при кондиционировании осуществляют с помощью специальных теплообменных аппаратов — воздухоохладителей, которые изготовляют двух типов: поверхностные «сухие» и «мокрые». В поверхностных «сухих» охладителях воздух вступает в контакт с охлаждающей поверхностью ребристых или гладких труб, в которых циркулирует холодная вода, рассол или специальный холодильный агент. В воздухоохладителях «мокрого» типа воздух охлаждается в результате непосредственного его соприкосновения с капельками холодной воды в оросительной камере или со смоченной поверхностью, образованной металлическими или фарфоровыми кольцами, постоянно орошаемыми холодной водой или рассолом. Встречаются конструкции охладителей, в которых воздух охлаждается при прохождении через натуральный дробленый лед.

Охлаждаться воздух может только в том случае, если у охлаждающей поверхности температура ниже температуры охлаждаемого воздуха. В воздухоохладителях «сухого» типа при температуре охлаждающей поверхности ниже температуры охлаждаемого воздуха по сухому термометру, но выше точки росы процесс охлаждения происходит при постоянном влагосодержании — от воздуха отводится только явная теплота, в результате чего его температура понижается. В тех случаях, когда температура поверхности «сухого» воздухоохладителя ниже точки росы, процесс охлаждения сопровождается конденсацией водяных паров из воздуха. При этом воздух охлаждается и одновременно осушается.

В охладителях «мокрого» типа при температуре разбрызгиваемой воды, равной температуре мокрого термометра, воздух в процессе охлаждения отдает явную теплоту и его температура понижается. Температура воды, несмотря на теплообмен, не повышается, так как теплота, отдаваемая ей воздухом, идет полностью на испарение. Следовательно, в этом случае температура воздуха понижается, а влагосодержание несколько возрастает, т.е. воздух увлажняется.

Иногда для увлажнения воздуха используют водяной пар, но применяют этот способ редко, так как пар обладает неприятным специфическим запахом.

Охлаждение и увлажнение воздуха можно также производить с помощью перегретой воды. Принцип охлаждения воздуха в данном случае основан на использовании эффекта испарения при вскипании распыляемой перегретой воды. Расход теплоты на парообразование при этом превышает теплосодержание разбрызгиваемой воды, а недостающее количество ее отбирается от воздуха, в результате чего температура воздуха понижается. Испаряющаяся вода поступает в воздушно-паровую смесь и повышает ее влагосодержание.

Для нагревания воздуха используют калориферы — нагревательные аппараты гладкотрубной или оребренной конструкции. Термодинамический процесс нагревания воздуха в калорифере протекает при постоянном влагосодержании, но с повышением температуры воздуха его относительная влажность падает.

В тех случаях, когда для осушения воздуха применяют жидкие или твердые влагопоглощающие вещества, процесс осушения сопровождается повышением температуры осушаемого воздуха в результате перехода скрытой теплоты (при конденсации водяных паров) в явную.

Для аппаратов кондиционирования с непосредственным контактом воздуха с водой отношение количества воды W, кг/ч, вступающей в контакт с охлаждаемым воздухом в количестве G, кг/ч, называют *коэффициентом орошения*

$$K_о = \frac{W}{G}. \quad (9.7)$$

Этот коэффициент существенно зависит от начального и конечного удельного теплосодержания обрабатываемого воздуха и от начальной и конечной температуры воды, вступающей с ним в контакт.

9.5. Конструктивные особенности центральных систем кондиционирования воздуха

Центральные неавтономные кондиционеры типа КТЦ (рис. 9.6) воздухопроизводительностью 7...250 тыс. м^3/ч получили широкое распространение в нашей стране. Важным элементом конструкции

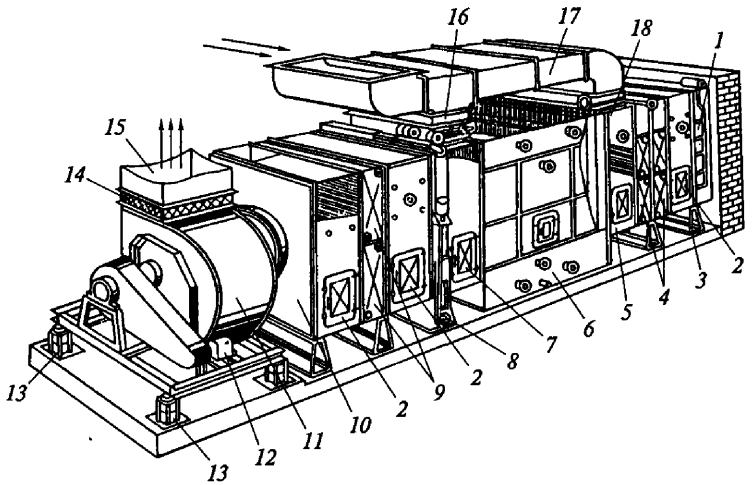


Рис. 9.6. Общий вид центрального форсуночного кондиционера типа КТЦ:

1 — приемный клапан; *2* — секции обслуживания; *3* — подставка; *4* — калориферы первого подогрева; *5, 7* — смесительные секции; *6* — камера орошения; *8* — секция воздушного фильтра; *9* — калориферы второго подогрева; *10* — переходная секция к вентилятору; *11* — вентиляционный агрегат; *12* — электродвигатель; *13* — виброамортизаторы; *14* — гибкая вставка; *15* — воздуховод приточного воздуха; *16* — рециркуляционный воздуховод; *17* — воздуховод первой рециркуляции воздуха; *18* — проходной клапан

камеры орошения (рис. 9.7) кондиционеров этого типа являются разбрызгивающие воду форсунки. По конструктивным признакам форсунки подразделяют на прямоточные — с осевым входом воды (тип П) и угловые — с тангенциальным входом воды (тип У). Форсунки обоих типов одностороннего распыления. Распыление бывает трех категорий: тонкое, среднее и грубое. Тонкое распыление дают форсунки У-1 с диаметром выходного отверстия до 2,0 мм, У-2 — с диаметром 3,4 мм, У-3 — с диаметром 2,3 мм, П1 и П2 — с диаметром 3 мм при давлении воды около 0,3 МПа. Грубое распыление дают форсунки П3 с отверстием диаметром 4...6 мм при давлении воды 0,15...0,28 МПа.

Производительность форсунки зависит от ее типа, диаметра выходного отверстия и давления воды перед форсункой. Математическое описание этой зависимости выражается формулой

$$q = Kdp^m,$$

где K и m — соответственно коэффициент и показатель степени, зависящие от конструкции форсунки (берутся по паспорту изделия); d — диаметр выходного отверстия; p — давление воды перед форсункой.

Форсунки устанавливают на трубные гребенки *12*.

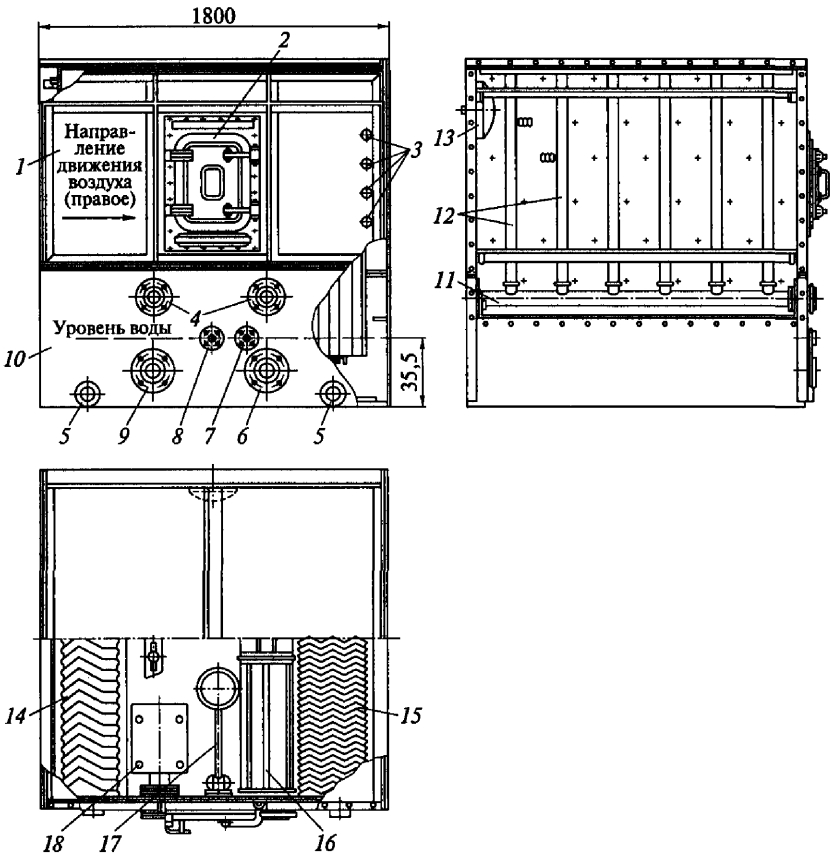


Рис. 9.7. Двухрядная камера орошения:

1 — корпус камеры; *2* — дверка со стеклом; *3* — гнезда для установки датчиков температуры и дистанционных термометров; *4* — фланцы для присоединения труб, подающих воду к форсункам; *5* — муфты для спускных труб; *6* — фланец отвода воды от водяного фильтра; *7* — фланец подвода воды к поплавковому клапану; *8* — фланец магистрали ускоренного наполнения поддона; *9* — фланец отвода воды от переливного устройства; *10* — поддон; *11* — коллектор; *12* —гребенки с форсунками; *13* — светильник в герметичном исполнении; *14* — входной сепаратор; *15* — выходной сепаратор; *16* — фильтр для воды; *17* — поплавковый клапан; *18* — переливное устройство

Для улавливания капелек воды, увлекаемых воздухом, применяют сепараторы *14, 15* различных конструкций, изготовляемые из нержавеющей или оцинкованной листовой стали. Вторые по ходу воздуха сепараторы при работе камер орошения на охлаждение и осушение воздуха дополнительно орошают с помощью специальных форсунок, чтобы устранить нежелательное увлажнение

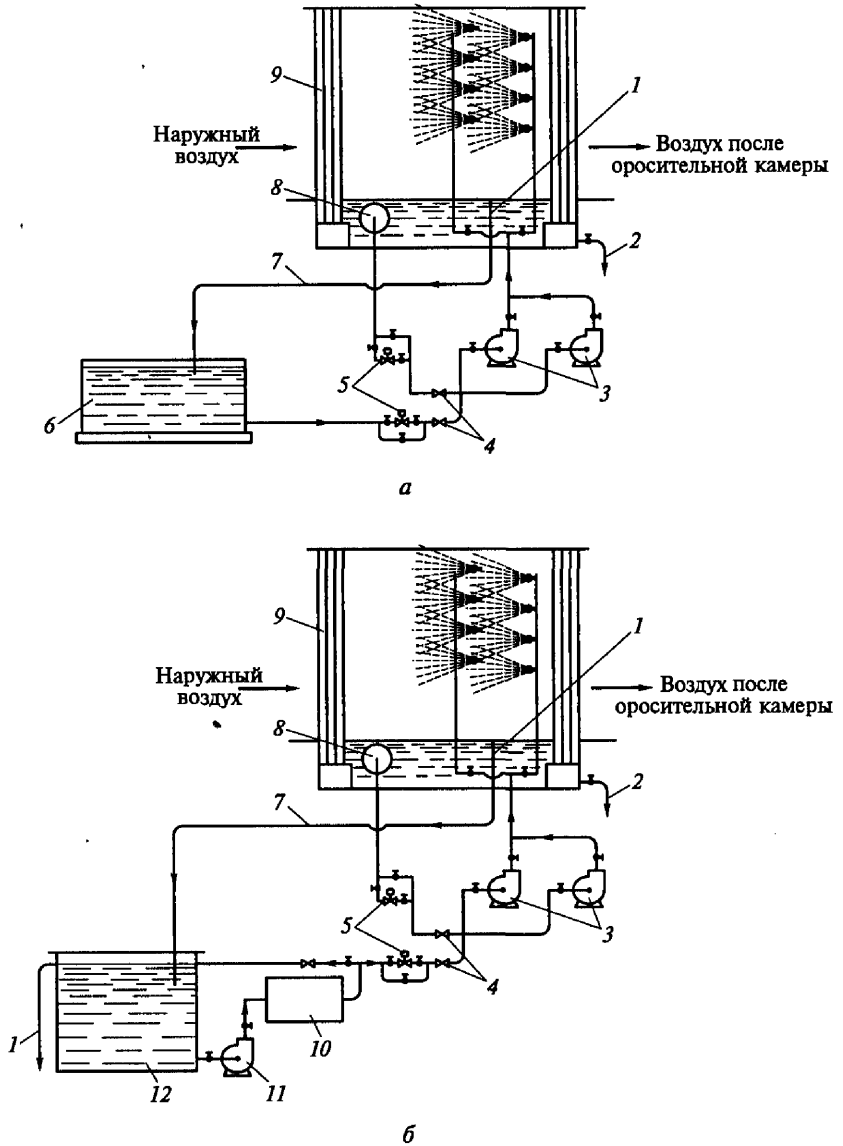


Рис. 9.8. Схемы устройства водяной сети кондиционера:

а — с испарителем открытого типа; *б* — с испарителем закрытого типа; *1* — переливная труба; *2* — спускная труба; *3* — насосы; *4* — обратные клапаны; *5* — автоматические клапаны; *6* — испаритель открытого типа; *7* — самотечная линия; *8* — фильтр для воды; *9* — каплеуловитель; *10* — закрытый испаритель; *11* — насос холодной воды; *12* — бак

воздуха, которое происходит вследствие более высокой температуры стенок сепаратора по сравнению с температурой основной массы воды. Расход воды на орошение сепаратора нужно принимать 1000...2000 л/ч на 1 м его ширины, но не менее 600 л/ч на 1 м^2 поперечного сечения камеры.

Корпус *1* камеры орошения обычно имеет прямоугольное сечение по ходу воздуха. Камеры изготовляют вертикального и горизонтального вида. Они состоят из двух боковых вертикальных стенок, перекрытия и поддона *10*. Поддон оборудуют штуцерами (фланцами) *4* для подвода воды к форсункам, переливным устройством *18*, поплавковым клапаном *17* для поддержания постоянного объема воды в системе и фланцем *6* отвода воды к насосу от сетчатого фильтра *16*, установленного в поддоне.

Для предотвращения засорения форсунок циркулирующая в камере вода проходит через фильтр *16*, который изготовляют из латунной сетки. При наличии в рециркулирующем воздухе волокнистой пыли применяют коксовые или гравийные фильтры.

Вода в системе форсуночных кондиционеров обычно перемещается под действием центробежных насосов, создающих давление 0,2...0,4 МПа. Существуют две принципиальные схемы

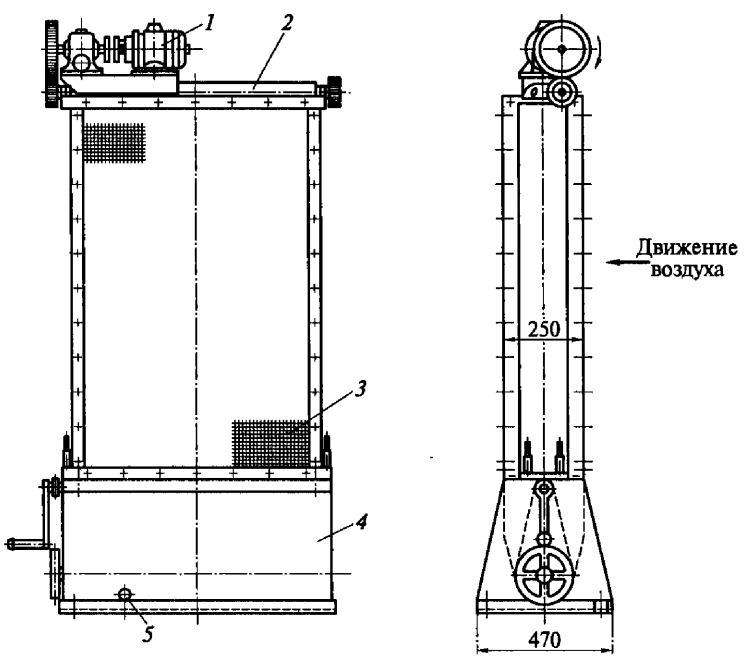


Рис. 9.9. Масляный самоочищающийся фильтр для очистки воздуха от пыли:

1 — электродвигатель; *2* — валик; *3* — сетка; *4* — масляная ванна; *5* — муфтовый кран

водяной сети кондиционера. Схему, показанную на рис. 9.8, *а*, применяют при установке испарителя открытого типа, а схему, показанную на рис. 9.8, *б*, — при установке испарителя закрытого типа.

Для очистки воздуха от пыли в конструкции кондиционера предусматривают специальные фильтры. В прямоточных схемах кондиционирования воздуха очистке подвергают только наружный воздух, поэтому фильтр устанавливают при входе воздуха в кондиционер. В схемах кондиционирования, использующих рециркуляционный воздух, обычно предусматривают очистку всего воздуха, проходящего через кондиционер, т.е. наружного и рециркуляционного.

Масляный самоочищающийся фильтр для очистки воздуха от пыли (рис. 9.9) состоит из двух последовательно установленных панелей, из которых каждая представляет собой непрерывную ленту из сетки *3*, перемещаемой с помощью валиков *2*, вращающихся от электродвигателя *1*. На пути движения панель проходит через масляную ванну *4*, на дне которой смонтирована ручная мешалка для взмучивания осадка перед его удалением. Отработавшее масло из ванны удаляют через нижний муфтовый кран *5* самотеком или с помощью насоса.

9.6. Зонированные системы центрального кондиционирования

В больших зданиях при наличии в отдельных помещениях различных тепловых режимов целесообразно кроме центральных систем кондиционирования воздуха размещать в отдельных зонах местные аппараты, которые автоматически поддерживают заданные температурные режимы с помощью термостатов.

Схемы наиболее часто применяемых систем зонирования показаны на рис. 9.10.

Систему зонирования с изменением количества подаваемого воздуха (см. рис. 9.10, *а*) обычно применяют для регулирования охлаждения и отопления отдельных помещений. Система работает так. При изменении температуры в кондиционируемом помещении установленный в нем термостат изменяет количество подаваемого воздуха. Если температура в помещении снижается, то термостат дает команду исполнительным механизмам (моторным приводам) M_1, M_2, M_3 на уменьшение подачи обработанного воздуха, а если температура становится выше заданной — на увеличение подачи. Исполнительные механизмы, которые установлены на дроссельных задвижках, размещенных в приточных воздуховодах, по командному импульсу термостата открывают или частично закрывают воздуховод. Импульс одновременно подается и на исполнительные механизмы вытяжной системы вентиляции. Рассмотрен-

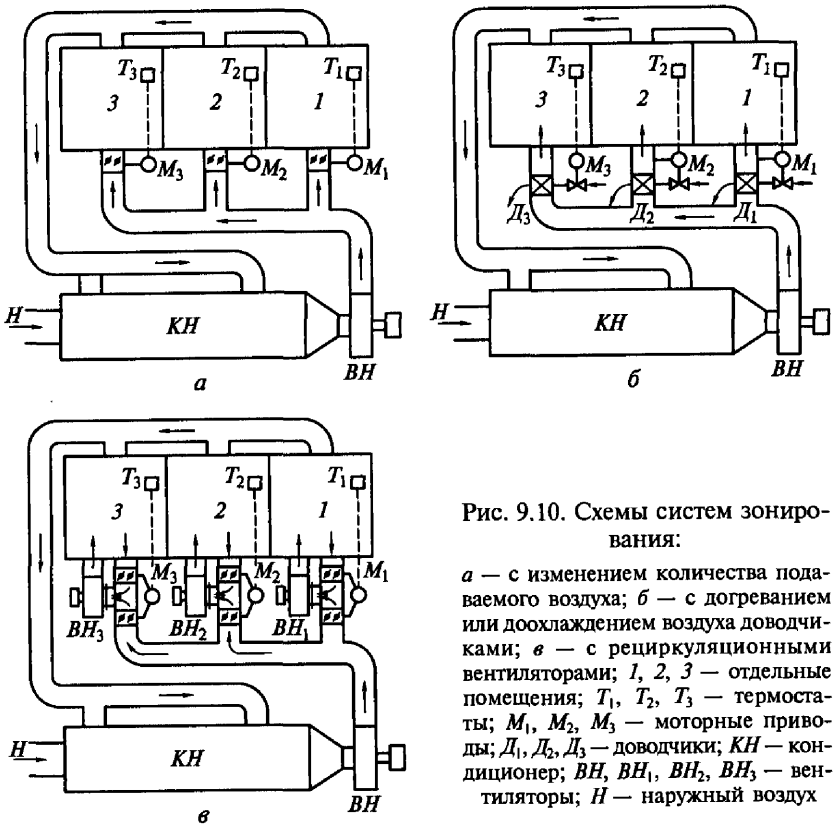


Рис. 9.10. Схемы систем зонирования:

а — с изменением количества подаваемого воздуха; *б* — с догреванием или доохлаждением воздуха доводчиками; *в* — с рециркуляционными вентиляторами; *1*, *2*, *3* — отдельные помещения; T_1, T_2, T_3 — термостаты; M_1, M_2, M_3 — моторные приводы; $Д_1$, $Д_2$, $Д_3$ — доводчики; *КН* — кондиционер; *ВН*, $ВН_1$, $ВН_2$, $ВН_3$ — вентиляторы; *Н* — наружный воздух

ный способ зонирования прост и экономичен, но при нем возрастают скорости выхода воздуха в помещения после дросселирования и уменьшается подача наружного воздуха (может стать ниже санитарной нормы). Уменьшать количество подаваемого воздуха допускается не более чем на 50 % по сравнению с расчетным значением.

При системе зонирования с догреванием или доохлаждением подаваемого воздуха с помощью доводчиков (см. рис. 9.10, *б*) воздух от центрального кондиционера *КН* разводится по зонам к доводчикам $Д_1$, $Д_2$, $Д_3$, в которых установлены позонные теплообменники, обеспечивающие догревание или, при необходимости, доохлаждение воздуха. В каждой зоне находится один из термостатов T_1, T_2, T_3, которые воздействуют на исполнительные механизмы M_1, M_2, M_3, управляющие подачей тепло- или хладоносителя к поверхностным теплообменникам. Догревающие доводчики целесообразно применять в зимний период, а в летний период их следует использовать для доохлаждения воздуха.

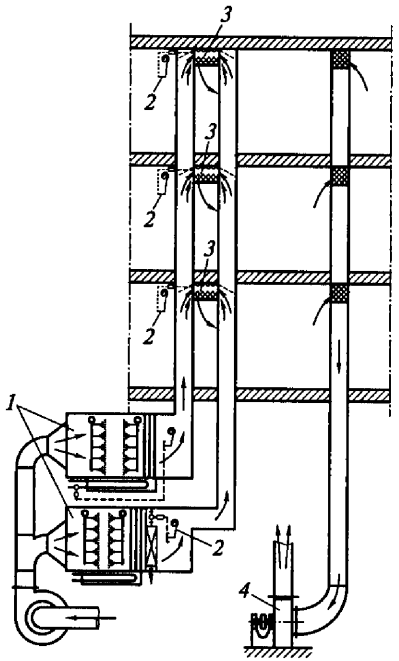


Рис. 9.11. Двухканальная система кондиционирования воздуха:

1 — кондиционеры; *2* — терморегуляторы; *3* — смесители; *4* — вытяжной вентилятор

При системе зонирования с рециркуляционными вентиляторами (см. рис. 9.10, *в*) последние забирают одну часть воздуха от центрального кондиционера, а другую — из помещений обслуживаемой ими зоны. Центральный кондиционер *КН* рассчитывают на общий максимальный воздухообмен по всему зданию, а зонные вентиляторы $ВН_1$, $ВН_2$, $ВН_3$ и воздушные каналы — на максимальные зонные нагрузки. В зонах температуру воздуха поддерживают термостаты T_1, T_2, T_3, воздействующие на исполнительные механизмы M_1, M_2, M_3 смесительных клапанов перед вентиляторами. Недостаток данной системы кондиционирования — переменное количество подаваемого наружного воздуха.

Зональная двухканальная система кондиционирования воздуха (рис. 9.11) позволяет обеспечивать в отдельных обслуживаемых помещениях разные тепловлажностные режимы. Такая система включает в себя два центральных кондиционера, из которых обработанный воздух выходит с разными параметрами. Каждый кондиционер имеет свою систему разводящих воздуховодов. Таким образом, к каждому помещению подходят два канала с воздухом разных параметров. В помещении каналы присоединяют к смесительному устройству, в котором автоматика устанавливает необходимое соотношение холодного и нагретого воздуха, в результате чего образуется приточная смесь с заданными параметрами. Такие системы обычно работают по прямоточной схеме без I и II рециркуляций, а отработавший воздух удаляется из помещения системой вытяжной вентиляции. Важнейшим узлом двухканальной системы кондиционирования воздуха является смесительное устройство (смеситель) *3*, которое обеспечивает нужную пропорцию смешиваемых количеств воздуха. Чтобы уменьшить шум при смешивании воздушных струй смеситель изнутри покрывают акустической изоляцией.

Термодинамический процесс кондиционирования воздуха при двухканальной системе кондиционирования воздуха на *I—d*-диаграмме для летнего режима строят так. Наносят точки $В_1$, $В_2$ и $В_3$ (рис. 9.12), координаты которых соответствуют заданным состояниям внутреннего воздуха в трех отдельных помещениях. Зная угловые коэффициенты лучей процессов изменения состояния воздуха в данных помещениях ε_1, ε_2, ε_3, проводят эти лучи через указанные точки. Затем проводят прямую $К_1К_2$ так, чтобы она пересекала все три луча процессов и при этом занимала такое положение, при котором температуры приточного воздуха в точках $П_1$, $П_2$ и $П_3$ удовлетворяли бы допустимым перепадам $t_В - t_П$ для отдельных помещений.

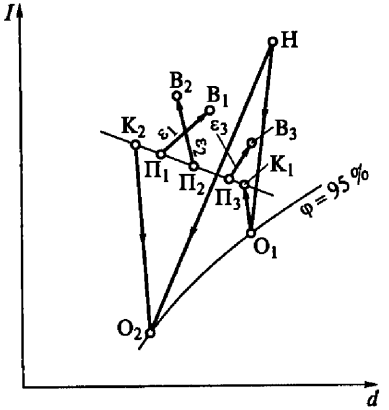


Рис. 9.12. Построение на *I—d*-диаграмме процесса кондиционирования при применении двухканальной системы подачи приточного воздуха

Параметры воздуха, подаваемого каждым центральным кондиционером, должны соответствовать координатам точек $К_1$ и $К_2$, находящихся на этой прямой. Положение точки $К_1$ нужно выбирать по возможности ближе к точке $П_3$, а точки $К_2$ — к точке $П_1$; в пределе можно совместить точку $К_1$ с $П_3$, а точку $К_2$ — с $П_1$.

Наносят точку Н, координаты которой соответствуют состоянию наружного воздуха. Процессу обработки воздуха в первом кондиционере будут соответствовать на диаграмме два луча: $НО_1$ (охлаждение воздуха и его осушение) и $О_1К_1$ (нагревание воздуха в калорифере второго подогрева). Для второго кондиционера процесс обработки воздуха аналогичен и изображается лучами $НО_2$ и $О_2К_2$. Выполненные на *I—d*-диаграмме построения позволяют определить необходимое количество воздуха, кг/ч, для каждого помещения:

$$G_1 = \frac{W_1 + \sum G'_1}{d_{В_1} - d_{П_1}} 10^3; \qquad (9.8)$$

$$G_2 = \frac{W_2 + \sum G'_2}{d_{В_2} - d_{П_2}} 10^3; \qquad (9.9)$$

$$G_3 = \frac{W_3 + \sum G'_3}{d_{В_3} - d_{П_3}} 10^3, \qquad (9.10)$$

где $d_{В_1}$, $d_{В_2}$, $d_{В_3}$ — влагосодержание внутреннего воздуха в каждом из трех помещений, г/кг; $d_{П_1}$, $d_{П_2}$, $d_{П_3}$ — влагосодержание приточного воздуха в каждом из трех помещений, г/кг.

Общее количество подаваемого в помещения воздуха

$$G_0 = G_1 + G_2 + G_3 = G_к, \qquad (9.11)$$

где $G_к$ — суммарная производительность, кг/ч, обоих кондиционеров ($G_к = G_{к1} + G_{к2}$).

Приточный воздух получает необходимые параметры при смешивании воздуха состояния $К_1$ и состояния $К_2$. Чтобы определить количество воздуха, которое нужно смешивать для получения приточного воздуха заданного состояния в каждом помещении, нужно составить следующие пропорции:

$$\frac{G_1}{G_{1-1}} = \frac{К_2К_1}{К_2П_1}; \quad \frac{G_2}{G_{2-1}} = \frac{К_2К_1}{К_2П_2}; \quad \frac{G_3}{G_{3-1}} = \frac{К_2К_1}{К_2П_3},$$

где G_{1-1}, G_{2-1}, G_{3-1} — количество воздуха состояния $К_1$, поступающее в составе смеси соответственно в первое, второе и третье помещения; $К_2К_1$, $К_2П_1$, $К_2П_2$, $К_2П_3$ — длины соответствующих отрезков на I—d-диаграмме.

Как следует из составленных пропорций,

$$G_{1-1} = G_1\frac{К_2П_1}{К_2К_1}; \quad G_{2-1} = G_2\frac{К_2П_2}{К_2К_1}; \quad G_{3-1} = G_3\frac{К_2П_3}{К_2К_1}.$$

Количество воздуха состояния $К_2$, поступающее в помещения в составе смеси: $G_{1-2} = G_1 - G_{1-1}$; $G_{2-2} = G_2 - G_{2-1}$; $G_{3-2} = G_3 - G_{3-1}$.

Производительность первого кондиционера, кг/ч,

$$G_{к1} = G_{1-1} + G_{2-1} + G_{3-1}. \qquad (9.12)$$

Производительность второго кондиционера, кг/ч,

$$G_{к2} = G_{1-2} + G_{2-2} + G_{3-2}. \qquad (9.13)$$

Охлаждающая мощность первого и второго кондиционеров:

$$Q_{охл1} = G_{к1}(I_Н - I_{О_1}); \qquad (9.14)$$

$$Q_{охл2} = G_{к2}(I_Н - I_{О_2}), \qquad (9.15)$$

где $I_Н$ — удельное теплосодержание наружного воздуха, кДж/кг (определяют по положению точки Н на I—d-диаграмме); $I_{О_1}$, $I_{О_2}$ — удельное теплосодержание воздуха, охлажденного соответственно

в первом и втором кондиционерах, кДж/кг (определяют по положениям точек $О_1$ и $О_2$).

Расход теплоты на подогрев воздуха в первом и втором кондиционерах:

$$Q_1 = G_{к1}(I_{к1} - I_{О_1}); \qquad (9.16)$$

$$Q_2 = G_{к2}(I_{к2} - I_{О_2}), \qquad (9.17)$$

где $I_{к1}$, $I_{к2}$ — удельное теплосодержание воздуха, подаваемого первым и вторым кондиционерами.

Температуру воздуха в помещении регулируют термостатом, воздействующим на исполнительный механизм смесительного клапана, который изменяет соотношение количеств холодного и горячего воздуха.

9.7. Конструктивные особенности местных систем кондиционирования воздуха и автономных кондиционеров

Местные системы кондиционирования воздуха получили широкое распространение в России и за рубежом. Структурная схема такой системы показана на рис. 9.13. Неавтономные кондиционеры *1* устанавливают в обслуживаемые помещения и обеспечивают их тепло- и хладоносителем, поступающими от централизованных источников теплоты *5* и холода *4* по трубопроводам *2* и *3*. Конструктивно местный кондиционер состоит из теплообменного аппарата, вентилятора и электродвигателя. Он может иметь устройство для увлажнения воздуха. Производительность местных кондиционеров по воздуху обычно не превышает 10 тыс. м^3/ч.

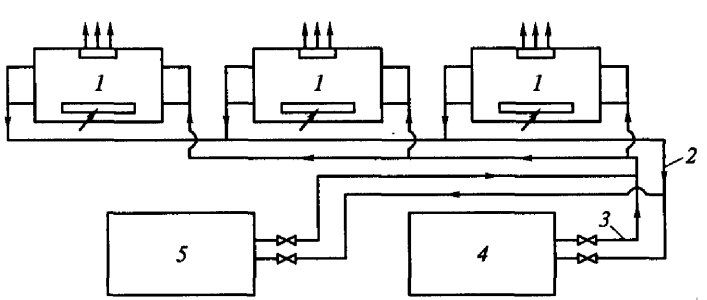


Рис. 9.13. Схема системы местного кондиционирования:

1 — неавтономные кондиционеры; *2*, *3* — трубопроводы; *4* — источник холода; *5* — источник теплоты

Подоконные местные кондиционеры типа КдМ работают на наружном и рециркуляционном воздухе. С помощью вентилятора смесь воздуха засасывается в нижнюю часть кондиционера, проходит фильтр и поступает в верхнюю часть кондиционера. Здесь воздух соприкасается с поверхностью ребристых змеевиков, в которые подают тепло- или хладоноситель в зависимости от необходимости. Кондиционеры подоконного типа рекомендуется применять в многоэтажных зданиях с большим числом небольших помещений: жилых комнат, гостиничных номеров, административных помещений.

Кондиционеры типа Кд предназначены для охлаждения рециркуляционного воздуха в аппаратных залах, лабораториях и других помещениях, располагающих избытками теплоты.

Автономные кондиционеры в отличие от местных неавтономных имеют встроенную холодильную машину. Автономные кондиционеры подразделяют на летние и круглогодичные. Рассмотрим в качестве примера конструкцию оконного кондиционера БК-2000Р (рис. 9.14), состоящего из двух отсеков, из которых теплый выходит на улицу, а холодный находится в охлаждаемом помещении. В теплом отсеке размещены компрессор *8* холодильной машины и обслуживающий его электродвигатель *9*. В холодном отсеке находятся: испаритель *2* из ребристых трубок, фильтр *1* для очистки воздуха от пыли, вентилятор *4*, термостат. Компрессор соединяют с конденсатором *6* и испарителем медными трубками без запорной или регулирующей арматуры. Поступление жидкого хладагента в испаритель регулируют с помощью капиллярной трубки. Автоматика в цепи движения хладагента отсутствует. При повышении давления конденсации компрессор отключается с помощью защитного реле, срабатывающего при повышении нагрузки электродвигателя. В качестве хладагента в таких кондиционерах применяют хладон 22, который экономичнее хладона 11 и хладона 12.

Рассмотренный выше оконный кондиционер относится к так называемым летним кондиционерам, работающим только в летнее время, когда требуются охлаждение и осушение воздуха. Для подогрева воздуха в холодное время года кондиционеры подобного типа использовать невозможно.

Примером круглогодичного кондиционера является раздельный кондиционер БК-2000РТ, предназначенный для охлаждения и нагревания воздуха в помещениях площадью до 25 м^2, а также для их вентиляции. Он состоит из двух блоков: один устанавливают в обслуживаемом помещении, а второй — на балконе, лоджии или в каком-то нежилом помещении. Блоки соединяют между собой металлорукавом.

В настоящее время широкое распространение в нашей стране получили автономные кондиционеры японских фирм Panasonic, Chofu-Serend, Daikin, южно-корейской фирмы Hyundaj и др.

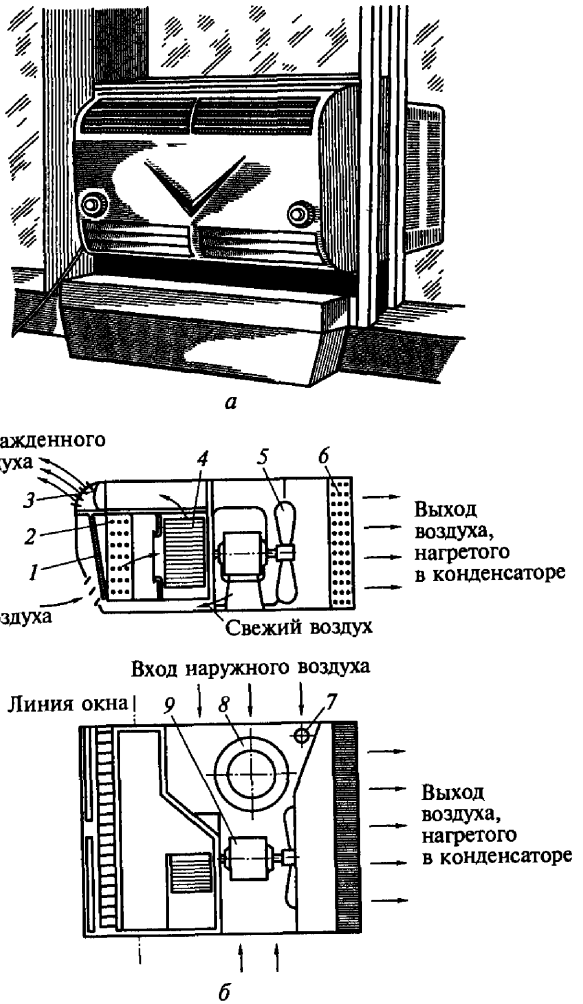


Рис. 9.14. Оконный кондиционер со встроенной холодильной машиной:

а — общий вид; *б* — компоновка оборудования; *1* — фильтр; *2* — испаритель; *3* — регулирующие жалюзи; *4* — центробежный вентилятор; *5* — осевой вентилятор; *6* — конденсатор; *7* — фильтр-осушитель; *8* — компрессор; *9* — электродвигатель

Система кондиционирования Super Multi Plus (рис. 9.15) японской фирмы Daikin состоит из наружного блока *1* мощностью 14,5 кВт и семи внутренних блоков *3*... *7* мощностью 2,5...7,1 кВт. Система допускает использование пяти типов внутренних блоков *3*... *7* от настенных до канальных (всего 17 типоразмеров). Максимальная суммарная протяженность труб такой системы — 115 м,

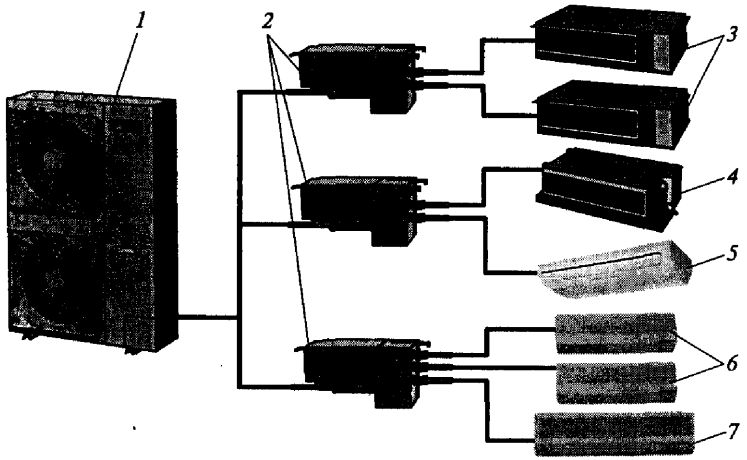


Рис. 9.15. Система кондиционирования Super Multi Plus:
1 — наружный блок; *2* — промежуточные блоки; *3*... *7* — внутренние блоки

что дает свободу при выборе места установки внутренних блоков. Группы, состоящие из двух-трех внутренних блоков, подключают к внешнему устройству (наружному блоку) *1* через промежуточные блоки *2*. Это позволяет существенно сократить расход труб и уменьшить занимаемый ими объем, а также устранить гидравлический шум в системе хладагента *R*-22. Микропроцессорное управление позволяет поддерживать заданную температуру с очень высокой точностью. Уровень шума наружного блока не превышает 50 дБ.

9.8. Системы холодоснабжения кондиционерных установок

При использовании в качестве источника холода артезианской воды наиболее часто применяют двухступенчатое орошение воздуха. В таких системах более полно используется запас холода воды и достигается бóльшая температура перепада охлаждающей воды. Выпавшая в поддон I ступени вода частично идет на сброс, а частично на рециркуляцию. В некоторых случаях воздух охлаждают сначала артезианской водой, а затем более холодной водой, полученной с помощью холодильной установки. Недостаток этой системы — высокая стоимость сооружения артезианской скважины, иногда превышающая стоимость холодильной установки.

Для установок кондиционирования небольшой мощности иногда в качестве источника холода используют лед. Его загружают в теплоизолированный резервуар, в верхнюю часть которого подают через форсунки воду из поддона форсуночной камеры кондиционера. Проходя лед, вода охлаждается, поступает в поддон резервуара и из него насосом снова подается в форсунки камеры орошения кондиционера. Объем ледяного резервуара определяет частоту загрузки его новыми порциями льда. Преимущества льда в качестве источника холода — низкая стоимость установки и простота холодильного оборудования. К недостаткам относятся: значительные эксплуатационные расходы, зависимость от источника льдоснабжения, необходимость загрузки дробленого льда в резервуар.

Холодильный цикл парокомпрессорной холодильной машины связан с изменением фазового состояния холодильного агента при подводе и отведении теплоты. Холодильные агенты должны быть безвредны, взрывобезопасны, инертны к металлу, иметь умеренное давление в области рабочих температур.

Систему холодоснабжения от естественных и искусственных источников холода проектируют, если нормируемые метеорологические условия не могут быть обеспечены установками прямого или косвенного испарительного охлаждения.

Выбор источника холода должен быть экономически обоснован. Система холодоснабжения должна, как правило, состоять из двух или большего числа машин или установок охлаждения, но допускается иметь одну машину или одну установку охлаждения с регулируемой мощностью. Выбор числа машин для холодоснабжения систем кондиционирования производственных помещений нужно обосновывать допустимыми отклонениями параметров при выходе из строя одной машины большей мощности.

Для систем кондиционирования первого класса, работающих круглосуточно, следует предусматривать резервные холодильные машины. Потери холода в оборудовании и трубопроводах систем холодоснабжения определяют расчетом. Они не должны составлять более 10 % мощности холодильной установки.

Поверхностные воздухоохладители (испарители хладонов) и контактные воздухоохладители (форсуночные камеры и др.), присоединенные по одноконтурной водяной (рассольной) схеме холодоснабжения с закрытыми испарителями хладонов, можно применять:

для помещений, в которых не используется открытый огонь;

если испарители включены в автономный контур циркуляции хладона одной холодильной машины;

если масса хладона при аварийном выбросе его из контура циркуляции в меньшее из обслуживаемых помещений не превышает допустимой аварийной концентрации, которая для хладона 11 составляет 570 г/м^3, хладона 12 — 500 г/м^3, хладона 22 — 360 г/м^3, хладона 500 — 410 г/м^3 и хладона 502 — 460 г/м^3.

При охлаждении группы помещений концентрацию хладона q, г/м^3, в любом из этих помещений определяют по формуле

$$q = \frac{mL_п}{V_п \sum L_п}, \qquad (9.18)$$

где m — масса хладона в контуре циркуляции, г; $L_п$ — расход наружного воздуха, подаваемого в данное помещение, м³/ч; $V_п$ — объем данного помещения, м³; $\sum L_п$ — общий расход наружного воздуха, подаваемого во все помещения, м³/ч.

Водяные (рассольные) системы холодоснабжения следует проектировать, как правило, с баком-аккумулятором.

Качество воды, охлаждающей аппараты холодильных установок и ее температуру, нужно принимать в соответствии с техническими условиями на машины.

Для кожухотрубных испарителей температуру кипения хладагентов, охлаждающих воду, следует принимать не ниже +2 °С, для других испарителей — не ниже −2 °С. В помещениях производственных, общественных и административно-бытовых зданий, если над их перекрытием или под полом имеются помещения с массовым постоянным или временным (кроме аварийных ситуаций) пребыванием людей, не разрешается размещать холодильные установки компрессионного типа с хладагентом хладоном при содержании масла в любой из холодильных машин 250 кг и более.

В холодильной технике наиболее перспективным хладагентом является аммиак, которому нет альтернативы по термодинамическим свойствам и экологической безопасности (не разрушает озонового слоя и не создает парникового эффекта). В связи с этим предприятия ЗАО «Промхолод» России уделяют большое внимание конструированию и производству аммиачных мотор-компрессорных, компрессорно-конденсаторных агрегатов и холодильных машин. Ими разработан ряд аммиачных агрегатов на базе компрессоров известных германских фирм Bitzer, Grasso, Aerzner холодопроизводительностью 10...1500 кВт.

Компрессорные агрегаты (рис. 9.16) предназначены для работы в составе аммиачных холодильных установок с температурой кипения от +5 до −35 °С. Агрегаты выпускают трех модификаций: 2А50Б-7-1; 2А50Б-7-3; 2А50Б-7-5. В состав агрегата входят: винтовые компрессоры фирмы Bitzer (Германия); асинхронный электродвигатель на напряжение 380 В с частотой вращения 49 с$^{-1}$; вертикальный маслоотделитель с четырьмя ступенями отделения масла; водяной маслоохладитель; микропроцессорный блок управления; рама; датчики; приборы; арматура.

Микропроцессорный блок управления защищает агрегат от аварийных режимов, отображает на дисплее параметры работы в составе холодильной установки, поддерживает заданную температуру охлаждаемой среды в пределах ±0,1 °С.

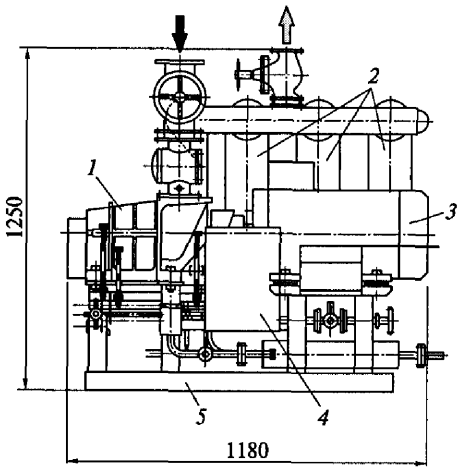


Рис. 9.16. Общий вид аммиачного компрессорного агрегата 2А50Б-7:

1 — компрессор; *2* — ступени вертикального маслоотделителя; *3* — электродвигатель; *4* — блок управления; *5* — рама

Холодильные установки с аммиаком в качестве хладагента для холодоснабжения производственных помещений можно размещать в отдельных зданиях, пристройках или отдельных помещениях одноэтажных производственных зданий. Конденсаторы и испарители можно устанавливать на открытых площадках на расстоянии не менее 2 м от стены здания. Холодильные машины пароэжекторого типа нужно размещать на открытых площадках или в производственных зданиях.

Помещения, в которых размещают бромисто-литиевые и пароэжекторные холодильные машины и тепловые насосы с хладоном в качестве хладагента, относят к категории Д, а при использовании в качестве хладагента аммиака — к категории Б. Масло должно храниться в отдельном помещении.

Устья выхлопных труб из предохранительных клапанов для хладона должны находиться не менее чем на 2 м выше окон, дверей и воздухоприемных отверстий и не менее чем на 5 м выше уровня земли. Выхлоп хладагента должен направляться вверх.

Устья выхлопных труб для аммиака должны находиться не менее чем на 3 м выше кровли наиболее высокого здания из расположенных в радиусе 50 м.

В помещениях, в которых размещены холодильные установки, предусматривают общеобменную вентиляцию, рассчитанную на удаление избытков теплоты. При этом системы вытяжной вентиляции с искусственным побуждением должны обеспечивать как минимум трех-, а при аварии — пятикратный воздухообмен в 1 ч

при применении хладонов типов 11, 12, 22, 500, 502 и как минимум четырех-, а при аварии одиннадцатикратный воздухообмен в 1 ч при применении аммиака.

9.9. Зарубежные системы климатического контроля

Системы климатического контроля, применяемые за рубежом, подразделяют на четыре основных типа: воздушные, воздушно-водяные, водяные и системы непосредственного охлаждения (табл. 9.1).

При выборе типа системы для различных зданий руководствуются следующими основными правилами: воздушные системы более пригодны для зданий с относительно низкой тепловой нагрузкой; водяные системы более эффективны для высоких зданий с большой площадью остекленных поверхностей (60...80 %) и высокой световой нагрузкой. Одноканальные воздушные системы охлаждения с повторным подогревом воздуха повсеместно признаны лучшими с функциональной точки зрения.

Воздушные системы. В этих системах климатического контроля агрегаты для очистки и охлаждения воздуха могут быть расположены на некотором удалении от кондиционируемого помещения — в помещении центральной станции. В подобных системах центральной обработки воздух не только подогревается или охлаждается, но очищается и увлажняется или осушается. Конструктивные особенности некоторых систем рассмотрены ниже.

Одноканальные системы переменного объема (рис. 9.17, *а*) обеспечивают кондиционируемые помещения одним потоком горячего или холодного воздуха. Производительность системы кондиционирования регулируется в соответствии с тепловой нагрузкой при помощи устройств автоматического регулирования объема поступающего воздуха. По степени подверженности воздействию окружающей среды системы кондиционирования помещений разделяют на зоны. Оконечные воздушные диффузоры снабжают автономной самобалансирующейся системой управления непрямого действия.

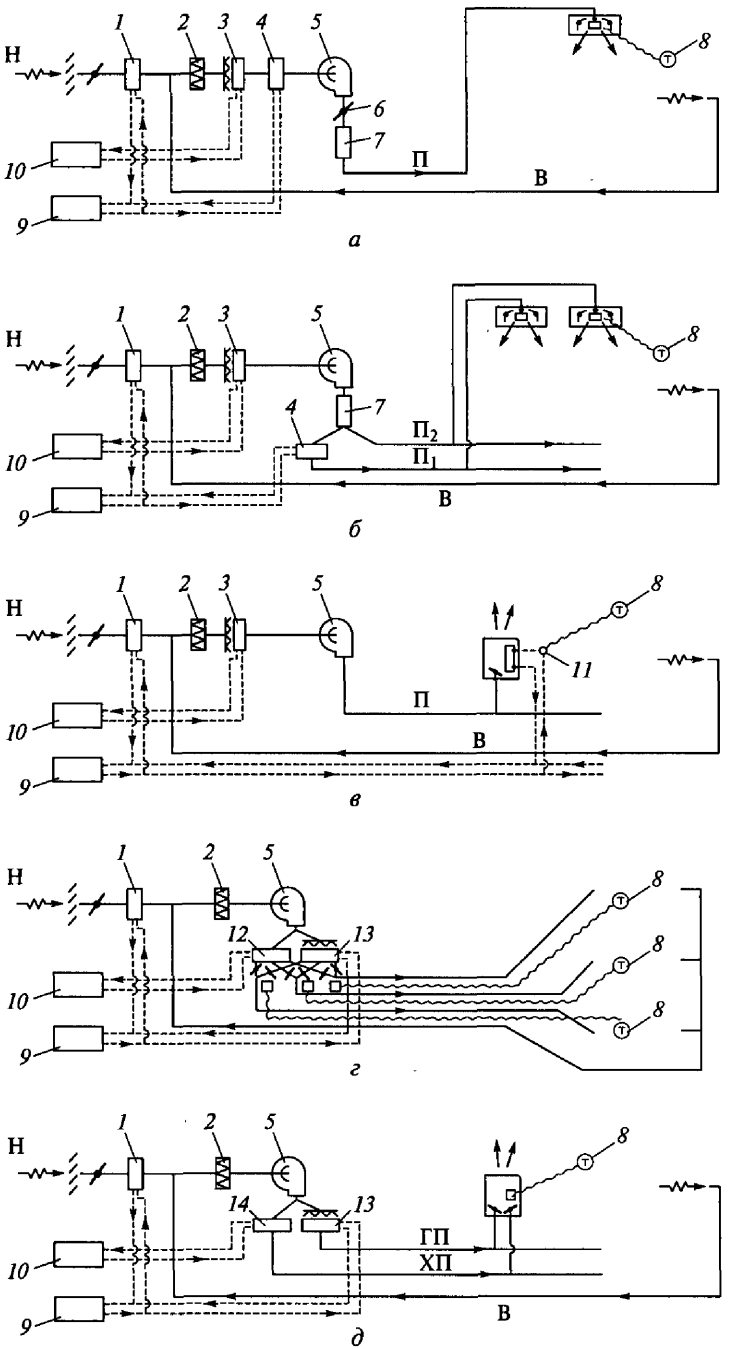


Рис. 9.17. Воздушные системы:

а — одноканальные переменного объема; *б* — двухканальные; *в* — одноканальные с повторным нагревом; *г* — многозонные; *д* — двухканальные постоянного объема; *1* — калорифер первого подогрева; *2* — фильтр; *3* — осушитель и увлажнитель; *4* — калорифер второго подогрева; *5* — вентилятор; *6* — регулятор статического давления; *7* — звуковая ловушка; *8* — термостат; *9* — бойлер; *10* — холодильная машина; *11* — клапан; *12* — охладитель; *13* — подогреватель; *14* — осушитель; Н — наружный воздух; П — приточный воздух; В — вытяжной воздух; $П_1$ — первичный приточный воздух; $П_2$ — вторичный приточный воздух; ГП — горячий приточный воздух; ХП — холодный приточный воздух

Таблица 9.1

Применение систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха в помещениях различных типов и назначений в США

Типы помещений	Индивидуальные и зонные системы				Центральные системы						
	непосредственного охлаждения, автономные		водяные комнатные вентиляторно-змеевиковые		воздушные с единичным потоком				воздушно-водяные с первичным теплоносителем — воздухом		
							с повторным нагревом				
	комнатные	зонные	с рециркуляцией воздуха	с забором наружного воздуха	с переменным объемом	с перепускным клапаном	в оконечном устройстве	зонным (в воздухопроводе)	многозонные одноканальные	с вторичным теплоносителем — водой	комнатные вентиляторно-змеевиковые с забором наружного воздуха
Жилые дома на одну семью	×	×							×		
Магазины мелочей		×	×								
Рестораны:											
средние		×						×			
большие		×				×		×	×		
Учреждения					×				×	×	
Гостиницы, общежития			×	×						×	×
Мотели			×								
Больницы				×				×		×	
Школы и другие учебные заведения				×	×	×	×	×			
Музеи								×	×		
Библиотеки:											
обычные		×				×		×	×		
редких книг		×						×			
Универмаги						×					
Торговые центры		×				×			×		
Лаборатории:											
малые		×			×			×	×	×	
большие					×		×				

Двухканальные системы (рис. 9.17, *б*) обеспечивают подачу двух потоков воздуха в каждое помещение. Первый из них, характеризующийся постоянным объемом и переменной температурой, компенсирует поступление теплоты или теплоотдачу в различные времена года. Второй поток охлажденного воздуха характеризуется переменным объемом и постоянной температурой. Оконечные воздушные диффузоры снабжены автономной самобалансирующейся системой управления непрямого действия.

Одноканальные системы с повторным нагревом (рис. 9.17, *в*) отличаются тем, что все их основное оборудование сконцентрировано в машинном отделении; исключение составляет лишь элемент повторного нагрева, который может быть установлен вблизи кондиционируемого помещения или в оконечном устройстве воздухоподающего тракта. Воздух, прошедший первичную обработку, поступает из машинного отделения в установки кондиционируемых помещений по индивидуальному воздухопроводу (при соблюдении постоянства расхода в этом воздухопроводе). Каждая из этих установок снабжена небольшим встроенным змеевиком повторного нагрева, через который пропускают пар или горячую воду.

Многозонные системы (рис. 9.17, *г*) служат для распределения воздушного потока по отдельным помещениям через систему каналов. Устройство централизованной обработки воздуха оборудовано шиберами, с помощью которых осуществляется предварительное смешивание поступающих потоков холодного и теплого воздуха. Шиберы управляются комнатными термостатами.

Двухканальные системы постоянного объема (рис. 9.17, *д*) обеспечивают подачу воздуха, прошедшего обработку на центральной станции, к индивидуальным оконечным устройствам по двум каналам. Оконечные устройства имеют особую конструкцию и назначение: в них осуществляется автоматическое смешивание воздуха с целью поддержания требуемых температур, объема и характера циркуляции воздуха, поступающего в кондиционируемые помещения.

Воздушно-водяные системы. В этих системах, как и в воздушных, устройства обработки и охлаждения воздуха удалены от кондиционируемых помещений. Однако охлаждение или нагревание этих помещений лишь в незначительной степени обусловлены воздействием воздушного потока, поступающего с центральной станции обработки. Основная часть теплообмена в помещениях приходится на долю теплой или охлажденной воды, циркулирующей либо в змеевике всасывающего устройства, либо в излучающей панели.

В системах с всасывающим оконечным устройством высокоскоростной воздушный поток высокого давления и постоянного объема поступает в оконечное устройство, характеризующееся высокой всасывающей способностью. В этом устройстве осуществляется нагревание

или охлаждение (в зависимости от необходимости) воздуха, засасываемого из помещения. Производительность системы регулируется путем изменения расхода воды или перепускным воздушным клапаном. Для нагревания и охлаждения в системах данного типа могут использоваться два трубопровода (циркуляция воды по одному контуру) или четыре (циркуляция воды по двум контурам).

В *системах с оконечным вентиляторно-змеевиковым устройством* (рис. 9.18, *а*) оконечное устройство обеспечивает непосредственное нагревание или охлаждение комнатного воздуха. Вентиляцию помещения осуществляют за счет дополнительного воздушного потока постоянного объема.

В *системах с излучающими панелями* (рис. 9.18, *б*) оконечное устройство типа излучающей панели устанавливают в потолочном перекрытии или в стене. Оно обеспечивает радиационное нагревание или охлаждение. Для осушения воздуха и вентиляции используют дополнительный воздушный поток постоянного объема.

Водяные системы. Эти системы представляют собой системы с вентиляторно-змеевиковыми оконечными устройствами в каждом помещении. Данные устройства соединены с одним или двумя контурами циркуляции воды. Контуры циркуляции могут быть двух-, трех- или четырехтрубными (рис. 9.18, *в*).

В *двухтрубных системах* горячая или охлажденная вода циркулирует по зданию, проходя через множество установленных в нем индивидуальных вентиляторно-змеевиковых устройств. Один трубопровод служит для подачи воды, другой — для ее возврата.

В *трехтрубных системах* используются два подающих трубопровода: один для горячей воды, второй — для охлажденной. Благодаря этому в любое время можно осуществить как нагревание, так и охлаждение воздуха помещения. Для возврата воды от всех вентиляторно-змеевиковых устройств предусмотрен один общий трубопровод.

В *четырехтрубных системах* используются две независимые системы трубопроводов: одна для горячей воды, вторая — для охлажденной. Модифицированное вентиляторно-змеевиковое устройство имеет сдвоенный или разветвленный змеевик, часть которого служит только для нагревания, а другая часть — только для охлаждения воздуха помещения.

Системы непосредственного охлаждения. В этих системах применяются автономные (оконные, стенные, потолочные или напольные) установки, расположенные, как правило, в пределах кондиционируемого пространства. Нагревание может быть осуществлено за счет реверсивного цикла или с помощью дополнительных нагревательных элементов. Для большинства систем кондиционирования воздуха необходим источник охлажденной воды. Охлаждение воды осуществляют различными путями: с использованием абсорбционного, центробежного или возвратно-поступательного циклов.

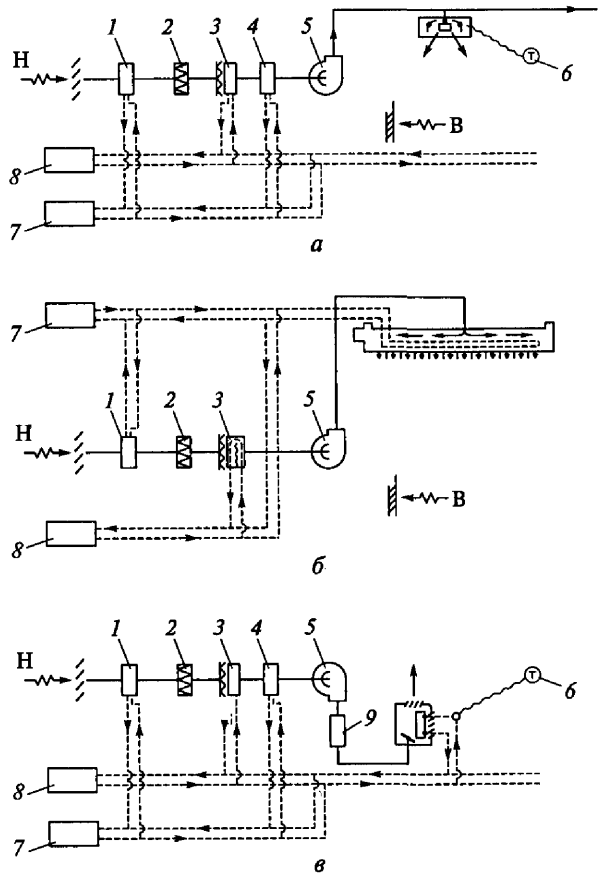


Рис. 9.18. Воздушно-водяные и водяные системы:

а — воздушно-водяная с оконечным вентиляторно-змеевиковым устройством; *б* — воздушно-водяная с излучающими панелями; *в* — водяная; *1* — калорифер первого подогрева; *2* — фильтр; *3* — осушитель и увлажнитель; *4* — калорифер второго подогрева; *5* — вентилятор; *6* — термостат; *7* — бойлер; *8* — холодильная машина; *9* — звуковая ловушка; Н — наружный воздух; В — вытяжной воздух

Анализируя зарубежный опыт внедрения СКВ, следует отметить, что в жилых и общественных (офисных) помещениях наибольшее распространение получили *кондиционеры сплит-систем*. В качестве примера на рис. 9.19 изображена СКВ на базе кондиционера сплит-системы с приточной вентиляцией и системы естественной вытяжной вентиляции коттеджа.

Кондиционер сплит-системы с приточной вентиляцией состоит из внутреннего (испарительного) и наружного (компрессорно-

конденсаторного) блоков. В данном примере показан компрессорно-конденсаторный блок с центробежным вентилятором. Он размещен на техническом этаже. Для его охлаждения воздух забирается с улицы. Внутренний блок установлен на техническом этаже и работает на смеси наружного и рециркуляционного воздуха. Охлаждение воздуха летом осуществляется с помощью фреонового воздухоохладителя, а подогрев воздуха зимой — с помощью водяного (или электрического) калорифера. В данном примере используется водяной калорифер, работающий в период отопления от газового котла. Забор наружного воздуха в кондиционер и раздача его по помещениям осуществляются по сети воздуховодов. Воздух для охлаждения конденсатора подается центробежным вентилятором по системе воздуховодов. Для компенсации

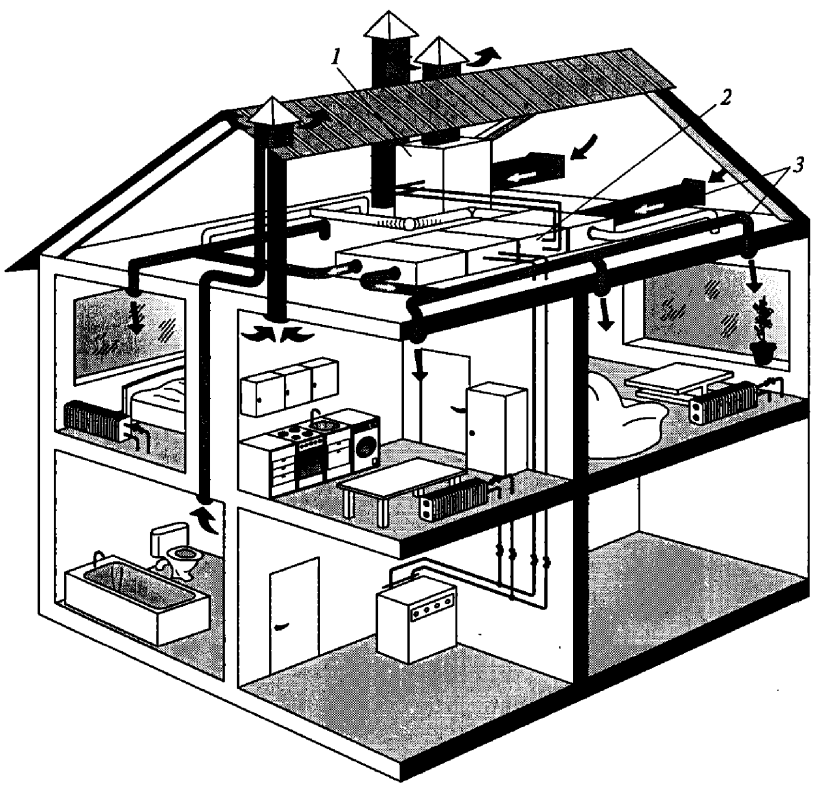


Рис. 9.19. Система кондиционирования воздуха на базе кондиционера сплит-системы с приточной вентиляцией:

1 — компрессорно-конденсаторный блок с центробежным вентилятором; *2* — внутренний блок; *3* — воздуховоды

приточного воздуха из помещений санузлов и кухни предусмотрена вытяжная вентиляция.

Разнообразное конструктивное исполнение внешних блоков сплит-систем позволяет решать задачи кондиционирования воздуха в помещениях площадью 15...140 м^2. Для кондиционирования воздуха в зданиях, имеющих большое количество помещений с разными тепловыми нагрузками, изменяющимися в течение суток, разработаны многозональные системы с изменяющимся расходом хладагента. Такие системы позволяют к одному наружному блоку присоединять до 17 внутренних блоков различных мощности и конструктивного исполнения.

Системы с чиллерами и фанкойлами (рис. 9.20) позволяют обеспечить независимое регулирование температуры одновременно в большом количестве помещений, например в гостиницах, офисах

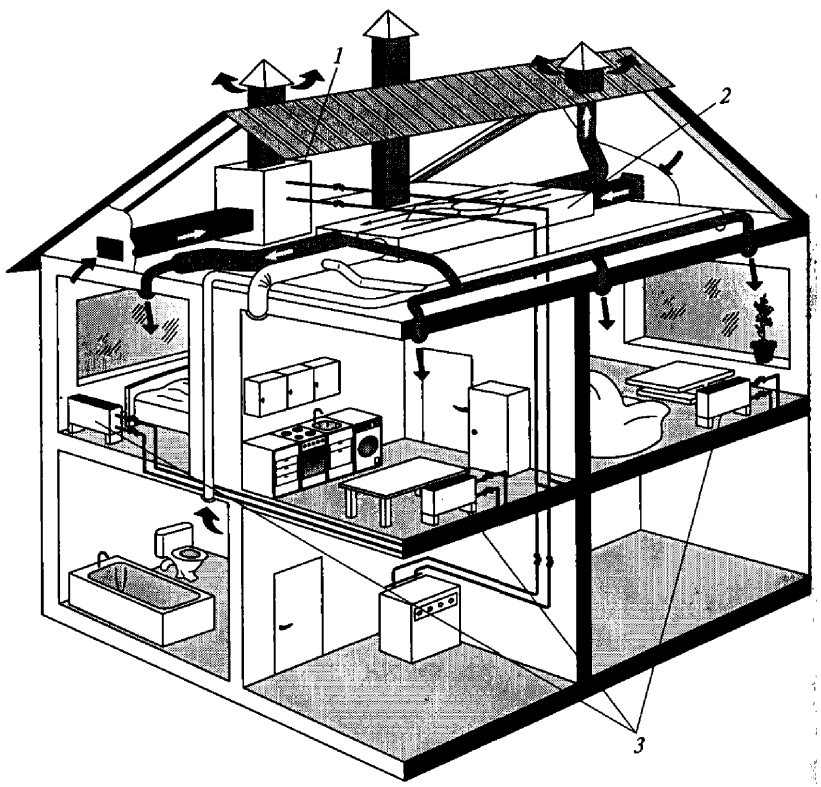


Рис. 9.20. Система кондиционирования воздуха на базе чиллера и фанкойлов:

1 — чиллер с воздушным охлаждением конденсатора и центробежным вентилятором; *2* — приточно-вытяжная установка с теплоутилизатором; *3* — фанкойлы

и т. п. Потребители-кондиционеры-доводчики (фанкойлы) могут произвольно включаться и выключаться, изменять свою хладо- или теплопроизводительность. Чиллеры имеют большой диапазон мощностей — от нескольких единиц до нескольких тысяч киловатт. Они отличаются по конструктивному исполнению (со встроенными или выносными конденсаторами), типу охлаждения конденсаторов (воздушное или водяное), схемам подключения и т. п. Чиллер представляет собой законченную холодильную машину, предназначенную для охлаждения жидкости (антифриз или вода). Некоторые модели чиллеров могут работать в режиме теплового насоса. В этом случае возможен подогрев помещения.

Чиллеры серии WRA предназначены для работы только в режиме охлаждения и имеют мощность до 256 кВт. Чиллеры серии WRN предназначены для работы как в режиме охлаждения, так и в режиме теплового насоса и имеют мощность до 148 кВт.

В качестве примера на рис. 9.20 показана СКВ на базе чиллера и фанкойлов, а также приточно-вытяжной установки с утилизацией теплоты вытяжного воздуха, широко применяемая в зарубежной и отечественной практике при оборудовании крупных коттеджей.

Оборудование систем кондиционирования и вентиляции расположено на техническом этаже.

В системе кондиционирования используется чиллер с воздушным охлаждением конденсатора. Охлаждающий воздух подается в конденсатор центробежным вентилятором по системе воздуховодов.

В жилых помещениях расположены вентиляторные доводчики (фанкойлы) напольного типа вертикального исполнения. Они осуществляют индивидуальную регулировку температуры в каждом помещении. Система обвязки фанкойлов двухтрубная, но в зимний (отопительный) период предусмотрено их переключение от чиллера на индивидуальный газовый котел, установленный в отдельном помещении. Зимой фанкойлы работают как радиаторы отопления.

Приточная и вытяжная вентиляция коттеджа обеспечивается приточно-вытяжной установкой. Для теплоутилизации вытяжного воздуха в установке используется воздухо-воздушный рекуператор. Установка также расположена на техническом этаже, а обработанный воздух поступает и забирается из помещения по системе воздуховодов.

Контрольные вопросы

1. Что такое кондиционирование воздуха?
2. Расскажите о назначении, принципе работы и области применения систем кондиционирования.
3. Как классифицируют системы кондиционирования?

4. Как используют адиабатический процесс испарения воды в системах кондиционирования?

5. Перечислите наиболее часто применяемые системы зонирования, их преимущества и недостатки.

6. Как устроен центральный неавтономный кондиционер?

7. Как устроен автономный кондиционер?

8. Какие конструктивные особенности характерны для местных систем кондиционирования?

9. Какие виды систем холодоснабжения используют в системах кондиционирования?

10. Как размещают холодильные установки с аммиаком для холодоснабжения производственных помещений в зданиях?

11. Какие зарубежные системы контроля микроклимата вам известны?

Глава 10

ПРИБОРЫ ИЗМЕРЕНИЯ И КОНТРОЛЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ, ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

10.1. Общие требования к контролю параметров микроклимата

В соответствии с требованиями СНиП 2.04.05-91* подлежат контролю параметры теплоносителя (холодоносителя) и воздуха в следующих системах:

внутреннего теплоснабжения — температура и давление теплоносителя в общих подающем и обратном трубопроводах в помещении для приточного вентиляционного оборудования; температура и давление теплоносителя на выходе из теплообменных устройств;

отопления с местными отопительными приборами — температура воздуха в контрольных помещениях (по требованию технологической части проекта);

воздушного отопления и приточной вентиляции — температура приточного воздуха и воздуха в контрольном помещении (по требованию технологической части проекта);

воздушного душирования — температура подаваемого воздуха;

кондиционирования — температура воздуха наружного, рециркуляционного, приточного после камеры орошения или поверхностного воздухоохладителя и в помещениях; относительная влажность воздуха в помещениях (при ее регулировании);

холодоснабжения — температура холодоносителя до и после каждого теплообменного или смесительного устройства; давление холодоносителя в общем трубопроводе;

вентиляции и кондиционирования с фильтрами, камерами статического давления, теплоутилизаторами — давление и разность давлений воздуха (по требованию технических условий на оборудование или по условиям эксплуатации).

10.2. Измерительные приборы систем отопления, вентиляции и кондиционирования

В **системах отопления** для измерения температуры воды и пара применяют ртутные и спиртовые термометры: ртутные — для температур выше −35 °С, спиртовые — ниже −35 °С.

Таблица 10.1

Технические данные термометров

Номер термометра	Интервалы измерения температуры, °С	Цена деления шкалы, °С, при длине верхней части термометра, мм		Длина погружаемой части термометра, мм	
		240	160	прямого	углового
1	–90...+30	1	—	66	104
2	–30...+50	0,5	1	103	141
3	–60...+50	1	1	163	201
4	0...+100	1	1	253	291
5	0...+160	1	2	403	441
6	0...+200	1	2	633	680
7	0...+300	2	—	1000	1050
8	0...+350	5	—	1600	1300

Примечание. Диаметр погружаемой части термометра (7,5 ± 0,5) мм

Термометры устанавливают на трубопроводах навстречу потоку. При измерении температуры среды с избыточным давлением нижнюю часть термометра помещают в гильзу, погруженную в измеряемую среду. По форме нижней части термометры могут быть прямыми и изогнутыми под углом 90 или 135° (табл. 10.1).

Манометры, мановакуумметры, вакуумметры (табл. 10.2) предназначены для измерения избыточного и вакуумметрического давления в системах отопления.

Таблица 10.2

Пределы измерения манометров и вакуумметров

Прибор	Марка	Предел измерения, МПа
Манометр	ОБМ1-100, МОШ1-100	0...0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,6; 1;1,6; 2,5; 4; 6
	ОБМ1-160, МОШ1-160	0...0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,6; 1; 1,6; 2,5; 4; 6; 10
	М-250	0...0,6; 1; 1,6; 2,5; 4; 5; 10
Мановакуумметр	ОБМВ1, МВОШ1	–0,1...0,06; 0,15; 0,3; 0,5; 0,9; 1,5; 2,4
Вакуумметр	ОБВ1, ВОШ1	–0,1...0

В системах вентиляции и кондиционирования для определения давления широко применяют U-образные манометры (рис. 10.1). Давление определяют по разности уровней ΔH в коленах манометра:

$$p = \Delta H \rho g, \qquad (10.1)$$

где ρ — плотность заливаемой жидкости (для воды $\rho = 1000$ кг/м^3, для ртути $\rho = 13\,600$ кг/м^3, для спирта $\rho = 800...810$ кг/м^3); g — ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с^2.

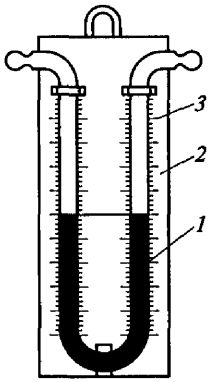


Рис. 10.1. U-образный манометр:
1 — стеклянная трубка; *2* — деревянная планка; *3* — шкала

Ртуть применяют для измерения больших давлений, а спирт — в случае выполнения измерений при низких температурах.

Модификацией U-образного манометра является напоромер (рис. 10.2). В нем одно из колен манометра заменено резервуарчиком, площадь поперечного сечения которого во много раз больше, чем у трубки. Это позволяет не учитывать изменение уровня в резервуаре по сравнению с изменением уровня в трубке и вести отсчет только по уровню в ней. Для большей точности и простоты отсчетов трубку делают наклонной с постоянным или переменным углом наклона α.

Для определения давлений и скоростей воздуха применяют несложную по конструкции пневмометрическую трубку (рис. 10.3). Она представляет собой две спаянные трубки — трубку *1*, имеющую полушаровую поверхность с отверстием посередине и предназначенную для измерения полных давлений, и трубку *2*, имеющую скошенный с двух сторон глухой конец для измерения статических давлений. На определенном расстоянии от скошенного конца выполнены четыре отверстия диаметром 0,5...0,8 мм.

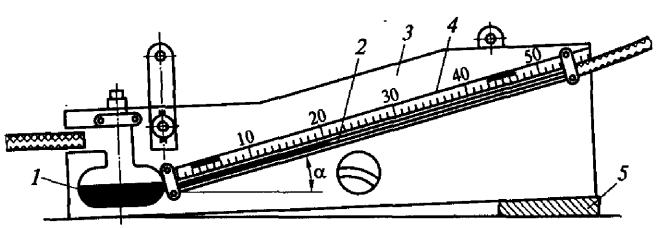


Рис. 10.2. Наклонный напоромер:
1 — стеклянный резервуар; *2* — трубка; *3* — колодка; *4* — шкала; *5* — клин

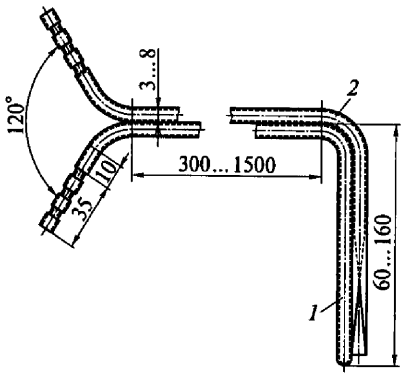


Рис. 10.3. Пневмометрическая трубка

Схемы присоединения пневмометрической трубки к напоромеру приведены на рис. 10.4.

Для измерения *полного положительного давления* трубку полного давления *1* присоединяют к штуцеру *2* резервуара напоромера, а штуцер трубки *3* напоромера оставляют открытым (см. рис. 10.4, *а*). *Полное отрицательное давление* замеряют присоединением трубки полного давления *1* к штуцеру трубки *3* напоромера при открытом штуцере *2* (см. рис. 10.4, *б*). Присоединив трубку статического давления *4* к штуцеру *2* резервуара напоромера при открытом штуцере трубки *3* (см. рис. 10.4, *в*), замеряют *статическое положительное давление*. Если присоединить трубку статического давления *4* к штуцеру трубки *3*, а штуцер *2* открыть (см. рис. 10.4, *г*), то можно замерить *статическое отрицательное давление*. Присоединив трубку полного давления *1* к штуцеру *2* напоромера, а трубку *4* к штуцеру трубки *3* (см. рис. 10.4, *д*), измеряют *скоростное* (*динамическое*) *давление*.

Во всех случаях пневматическую трубку нужно вводить в воздуховод открытым концом против потока воздуха. Если прибор установлен в помещении, в котором поддерживается разрежение или, наоборот, подпор, то открытый штуцер прибора следует соединить с атмосферой.

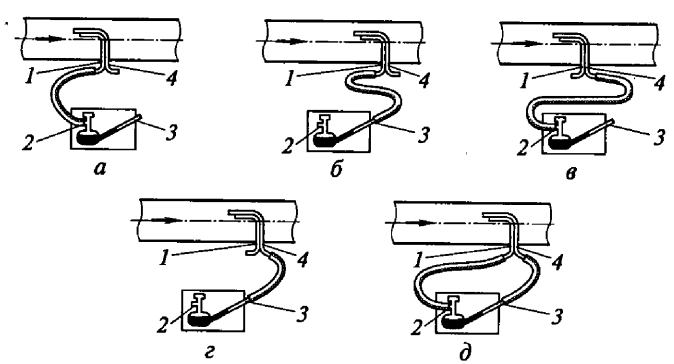


Рис. 10.4. Схемы присоединения пневмометрической трубки к напоромеру при замерах давления:

а — полного положительного; *б* — полного отрицательного; *в* — статического положительного; *г* — статического отрицательного; *д* — скоростного; *1* — трубка полного давления; *2* — штуцер резервуара напоромера; *3* — трубка напоромера; *4* — трубка статического давления

Определить линейную v, м/с, или массовую U, кг/(м^2·с), скорость воздуха в интересующей точке вентиляционной системы можно, измерив динамическое давление в ней $p_д$, Н/м^2:

$$v = \sqrt{2p_д/\rho}; \qquad (10.2)$$

$$U = \sqrt{2p_д\rho}. \qquad (10.3)$$

Принимая плотность воздуха ρ = 1,3 кг/м^3, получаем $v \approx 1{,}3\sqrt{p_д}$ и $U \approx 1{,}6\sqrt{p_д}$. Этими формулами можно пользоваться при температурах воздуха 15...25 °С.

Для определения расхода воздуха приборы устанавливают по возможности на длинном прямом участке воздуховода постоянного сечения, так как отводы и тройники искажают скоростное поле потока на значительной длине воздуховода.

Среднее значение скоростных давлений, замеряемых в различных точках сечения воздуховода, определяют по формуле

$$p_{ск} = \left(\frac{\sqrt{p_{ск1}} + \sqrt{p_{ск2}} + \ldots + \sqrt{p_{скn}}}{n} \right)^2, \qquad (10.4)$$

где $p_{ск1}$, $p_{ск2}$ ..., $p_{скn}$ — скоростные давления, замеряемые соответственно в точках 1, 2, ..., n сечения; n — число точек замеров.

Для измерения скорости движения можно пользоваться анемометром, который представляет собой вертушку, вращающуюся под действием набегающего потока воздуха. Вертушка соединена со счетным механизмом. Замеры этим прибором производят следующим образом. Записывают начальное показание счетчика анемометра, с выключенным механизмом устанавливают его в воздушном потоке и через 5... 10 с включают счетчик одновременно с секундомером. Через 1...2 мин счетчик выключают и записывают его конечное показание. Затем разность конечного и начального отсчетов делят на время замера в секундах. Пользуясь тарировочным графиком, которым снабжается каждый анемометр, переводят полученный результат от деления в значение скорости в метрах в секунду.

Для измерения скоростей от 1 до 20 м/с используют чашечные анемометры. Измерение анемометром производят в открытых концах воздуховодов, в приточных и вытяжных отверстиях, в проемах внешних ограждений. Для большей точности показаний анемометры должны быть укреплены на рейках. Счетный механизм пускают и выключают с помощью шнура. Ось колеса чашечного анемометра должна быть перпендикулярна оси потока, а ось колеса крыльчатого анемометра должна совпадать с направ-

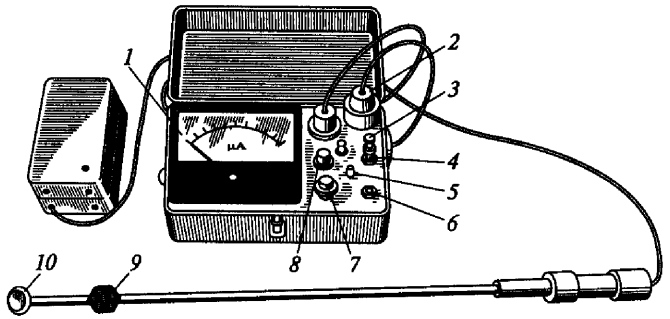


Рис. 10.5. Термоанемометр:

1 — гальванометр; *2* — вилка измерительного преобразователя; *3* — зажимы для включения прибора в сеть; *4* — переключатель питания; *5* — переключатель для измерения температуры или скорости движения воздуха; *6* — переключатель «Измерение — Контроль»; *7* — ручка регулирования напряжения; *8* — ручка регулирования подогрева; *9* — защитный футляр измерительного преобразователя; *10* — измерительный преобразователь (микросопротивление)

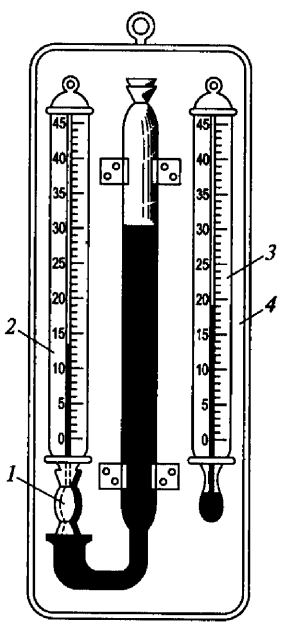


Рис. 10.6. Психрометр:

1 — резервуар для ртути; *2* — влажный термометр; *3* — сухой термометр; *4* — планка

лением потока. В каждом проеме замер нужно производить два раза. Разница между результатами не должна превышать ±5 %, в противном случае производят дополнительный замер. В открытых проемах и отверстиях площадью до 1...2 м^2 скорость воздуха замеряют при медленном равномерном передвижении анемометра по всему сечению отверстия или проема.

Для замера малых скоростей движения воздуха (до 1 м/с) может быть использован кататермометр. Это термометр с цилиндрическим или шаровым резервуаром внизу, который переходит в капилляр с расширением верхней части. Шкала кататермометра проградуирована от 35 до 38 °С в цилиндрическом приборе и от 33 до 40 °С — в шаровом. Принцип действия прибора основан на зависимости скорости охлаждения его резервуара от метеорологических условий, в частности от скорости движения воздуха.

На таком же принципе основано действие термоанемометров (рис. 10.5). В этих приборах приемником служит проволока, нагреваемая электрическим током до заданной температуры. Измерение температуры производят электротермометром или термопарой.

Объем воздуха V, м^3, проходящего в течение 1 с через проем, отверстие или сечение воздуховода, подсчитывают по формуле

$$V = vF, \qquad (10.5)$$

где v — средняя скорость воздушного потока, м/с, замеренная анемометром; F — площадь сечения воздуховода, м^2.

Для измерения относительной влажности воздуха в вентиляционных устройствах применяют психрометр (рис. 10.6), имеющий шкалу от −15 до +50 °С с ценой деления 0,2 °С или шкалу от 0 до 45 °С. Он состоит из двух одинаковых ртутных термометров — сухого и влажного (смоченного). Резервуар влажного ртутного термометра обернут гигроскопической тканью, конец которой опущен в стаканчик с дистиллированной водой. Вследствие испарения влаги смоченный термометр показывает более низкую температуру, чем сухой. По разности показаний этих термометров, пользуясь специальными таблицами или графиком, определяют относительную влажность воздуха.

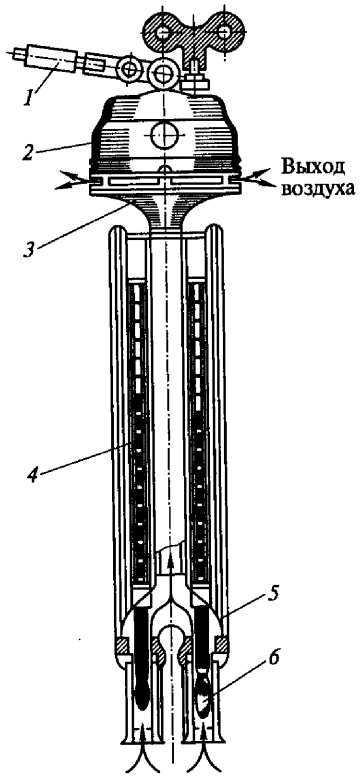


Рис. 10.7. Аспирационный психрометр с вентилятором:

1 — ручка-подвеска; *2* — заводной механизм вентилятора; *3* — вентилятор; *4* — сухой термометр; *5* — влажный термометр; *6* — смоченная марля

Аспирационный психрометр (рис. 10.7) в верхней части имеет вентилятор *3*, который приводят в действие заводным механизмом *2* или электромотором. Вентилятор с равномерной скоростью протягивает через прибор исследуемый воздух. Этот прибор более точен, чем стационарный, так как конструкция его исключает влияние на показания неравномерной скорости воздуха и теплового облучения.

При необходимости более точного определения относительной влажности воздуха могут быть использованы термовлагомеры ТВ-2 и датчики влажности ДИВ-3 (абсолютная погреш-

ность ±5 % в диапазоне температур 5...35 °С), а также автоматические непрерывно действующие гигрометры «Волна-1М» (абсолютная погрешность ±1,5 % в диапазоне температур 0...60 °С). Чувствительным элементом термовлагомера ТВ-2 является пленочный хлористолитиевый влагочувствительный элемент сорбционного типа, сопротивление которого изменяется в зависимости от относительной влажности воздуха. Для компенсации зависимости сопротивления влагочувствительного элемента от температуры последовательно с ним включены два терморезистора.

В качестве чувствительного элемента гигрометра «Волна-1М» используется пьезоэлектрический резонатор, покрытый слоем гигроскопического вещества. Принцип действия прибора основан на измерении изменения частоты колебаний резонатора в результате сорбции влаги пленкой, нанесенной на его поверхность.

10.3. Приборы и средства контроля наличия вредных веществ и пыли в воздухе

При контроле воздушной среды на **содержание вредных веществ** применяют различные методы: лабораторные, индикационные, экспрессные, инструментальные.

Лабораторные методы дают возможность точно определить микроколичества токсичных веществ в воздухе, но при этом требуют значительного времени и применяются, главным образом, в исследовательских работах.

Для качественного и количественного анализа органических и неорганических газообразных смесей в лабораторных условиях может быть использован, например, универсальный хроматограф «Биохром-1». В основу принципа действия прибора положен хроматографический метод, который заключается в разделении веществ в потоке газоносителя.

Индикационные методы отличаются простотой, с их помощью можно быстро производить качественные определения. Например, бумажка, пропитанная уксуснокислым свинцом, чернеет в присутствии следов сероводорода; бумажка, пропитанная парадиметиламинобензальдегидом (бумажка Прокофьева), краснеет в присутствии следов фосгена и т. д. Индикационные методы применяются, когда нежелательно присутствие токсичных веществ даже в очень малых концентрациях, а при их наличии требуются особые срочные меры (пуск аварийной вентиляции, нейтрализация загазованного участка, применение средств индивидуальной защиты и др.). Количественные определения токсичных веществ в воздухе при помощи индикационных методов можно произвести только ориентировочно.

В практической деятельности для проведения *экспрессных методов* химического анализа используют переносные универсальные газоанализаторы УГ-1, УГ-2, УГ-3, ГХ-4, ГХ-5, ГХ-6, ГХ-СО-5, рудничный индикатор и другие приборы. К ним прилагают наборы индикаторных трубок, реактивной бумаги, специальные растворы со стандартными шкалами.

Принцип действия широко применяемого газоанализатора УГ-3 основан на протягивании через индикаторную трубку строго определенного объема исследуемого воздуха. Побудителем расхода воздуха является резиновый сильфон, растягиваемый пружиной. Объем воздуха задается по шкале прибора в диапазоне 0...400 $см^3$ путем измерения угла поворота барабана, на который натягиваются два тросика, соединенных с подвижным концом сильфона. Цена одного деления шкалы прибора 10 $см^3$. По длине окрашенного столбика порошка в индикаторной трубке судят о концентрации анализируемого газа (пара) в воздухе. Газоанализатор УГ-3 имеет небольшие размеры (204 × 104 × 94 мм) и массу (1,7 кг), прост и удобен в обращении.

Наиболее совершенными являются *инструментальные методы* контроля загазованности воздушной среды, выполняемые с помощью газоанализаторов и газосигнализаторов, принцип действия которых основан на фотоколориметрическом, термохимическом, ионизационном, эмиссионном, кулонометрическом и других способах анализа.

Различают автоматические газоанализаторы и газоанализаторы периодического действия. Автоматические газоанализаторы осуществляют обычно непрерывную регистрацию уровня загазованности, выдавая результаты на бумаге.

Газосигнализаторы настраивают на определенный уровень загазованности (ПДК, взрывоопасное содержание газа и др.), при достижении которого они дают световой или звуковой сигнал.

На практике используют достаточно много приборов, рассчитанных на определение различных химических веществ. К ним следует отнести: ФЛ-5501М (универсальный газоанализатор); ТХ-2104, ПГ-1, Г-СОМ, «Паллади-2»; ФЛ 2106 (окись углерода); ГСФ-3 (фосген); ФК-560, ФЛ 6602 (сероводород); ИКРП-4504 (ртуть); ФКГ-3, ФЛ 6201 (хлор); ФГЦ-1Е, 2, 3, 4 (сероуглерод); ФК-450, ФЛ 4504 (окислы азота); ГПК-1 (сернистый газ); «Гамма-1», «Сигма-1» (органические вещества) и др. Получили распространение газосигнализаторы взрывоопасных газов и паров: ПГФ2М1, ИВП-1, СВК-3М1, ИВК-1, ПИВ-1, ГБ-3, СТХ-5У4, СТХ-6, ТХ-2102 (2104), ГИК-1 и др.

Ленточные фотометры типа ФЛ являются стационарными автоматическими показывающими и самопишущими приборами, предназначенными для непрерывного измерения в циклическом режиме микроконцентраций окиси углерода (ФЛ 2106), двуокиси азота (ФЛ 4504), хлора (ФЛ 6201), сероводорода (ФЛ 6602), фре-

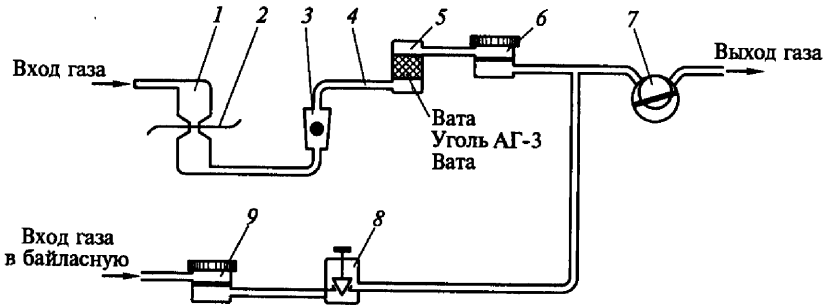


Рис. 10.8. Газовая схема универсального ленточного фотометра ФЛ 5501М:
1 — реакционная камера; *2* — лента; *3* — ротаметр; *4* — дроссель; *5, 6, 9* — фильтры; *7* — побудитель расхода; *8* — запорно-регулирующий вентиль

она (ФЛ 6803), двуокиси азота, сернистого ангидрида, аммиака, гидразингидрата, озона и других газов (ФЛ 5501М).

Конструктивно универсальный ленточный фотометр ФЛ 5501М имеет газовую, электрическую и кинематическую схемы.

Газовая схема (рис. 10.8) включает в себя: реакционную камеру *1* с поджимным устройством, в которой происходит обработка газом ленты *2*, смоченной индикаторным составом; побудитель расхода *7* для просасывания анализируемой газовой смеси через прибор; ротаметр *3* для контроля количества просасываемого газа; химический *5* и контрольный *6* фильтры для защиты побудителя расхода и регулирующего дросселя *4*. В фотометре предусмотрена байпасная газовая линия с контрольным фильтром *9* и запорно-регулирующим вентилем *8* для регулирования расхода газовой смеси.

В электрическую схему фотометра входят: датчик; блок питания вспомогательных устройств; электронный самопишущий прибор.

Кинематическая схема фотометра обеспечивает требуемую последовательность работы основных узлов прибора с помощью программного механизма.

Фотометр выпускают в пылезащищенном, брызгозащищенном взрывозащищенном и искробезопасном исполнениях. Пределы измеряемых концентраций: метан 0...3 %; водород — 0...2 %; углекислый газ — 0...1 %.

Запыленность воздуха оценивают количеством пыли в миллиграммах на 1 м^3 воздуха. Измеряют концентрацию пыли, ее дисперсность и состав. Для промышленно-санитарного анализа чаще всего используют весовой способ при оценке запыленности. Для выделения пыли из воздуха применяют следующие методы:

аспирационный — основан на просасывании воздуха через фильтры (из стеклянной или хлопчатобумажной ваты, ткани и др.) или через жидкости (воду, масла);

седиментационный — основан на естественном оседании пыли на стеклянные пластинки или банки. После оседания пыли рассчитывают ее массу на 1 м^2 поверхности;

электроосаждения — заключается в создании поля высокого напряжения, в котором пылевые частицы электризуются и притягиваются затем к электродам.

Прибор контроля запыленности воздуха ПКЗВ-906 предназначен для оперативного измерения запыленности помещений, дисперсного анализа порошков, аэрозолей и контроля фильтров. Его используют в приборостроении, электронной и химической промышленности, порошковой металлургии, биологии, медицине, фармакологии. Он позволяет измерять концентрацию твердых частиц пыли в единице объема помещения и размер взвешенных в воздухе частиц от 0,3 до 100 мкм в семи размерных диапазонах. Индикация результатов измерения — цифровая. Расход воздуха составляет (1 ± 0,1) л/мин.

Автоматизированная система контроля чистоты воздуха и газов (АСКЧВГ) предназначена для контроля фракционного состава дисперсной фазы аэрозолей. Она состоит из вычислительного комплекса, пульта управления, датчиков счетной концентрации аэрозоля и обеспечивает полную автоматизацию процесса измерения.

По сравнению с зарубежными аналогами система имеет расширенные функциональные возможности за счет одновременного определения пофракционного состава аэрозоля и его массовой концентрации.

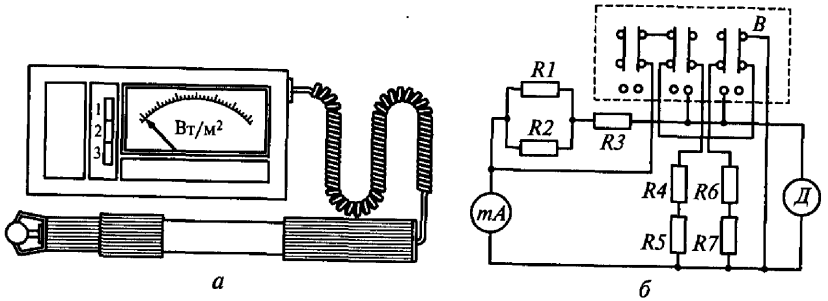
Время цикла измерения — не более 5 мин; диапазоны измеряемых частиц аэрозоля — 0,5...1, 1...2, 2...5, 5...10, 10...25, 25...40, 40...80 и более 80 мкм; диапазон измеряемых массовых концентраций — 0,001...100 мг/м^3.

10.4. Приборы для измерения тепловых потерь

В процессе эксплуатации оборудования систем отопления, вентиляции и кондиционирования необходимо следить за состоянием его изоляции. Нарушение изоляции приводит к значительным потерям теплоты.

Для определения тепловых потерь через изоляцию оборудования и теплопроводов применяют измеритель тепловых потерь ИТП-6 (рис. 10.9).

Прибор ИТП-6 предназначен для непосредственных измерений локальных потерь теплоты, уносимой за счет свободной конвекции и излучения в окружающую среду через тепловую изоляцию теплоиспользующего оборудования и трубопроводов.



а *б*

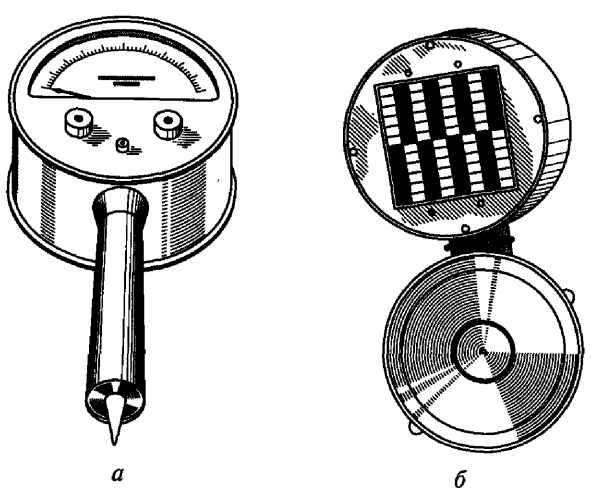
Рис. 10.9. Измеритель тепловых потерь ИТП-6:

а — общий вид; *б* — схема прибора; *Д* — датчик; *В* — клавишный переключатель; R_1, ..., R_7 — резисторы; *mA* — миллиамперметр

Пределы измерения плотности тепловых потоков прибором ИТП-6: 0...1000; 0...2000; 0...5000 Вт/м^2 при цене деления шкалы соответственно 20; 40; 100 Вт/м^2.

Прибор работает при относительной влажности воздуха до 80 %, температуре окружающего воздуха от −30 до +50 °С и температуре поверхности контролируемой изоляции до +80 °С.

Действие прибора основано на явлении термоэлектрического эффекта, возникающего в датчике при прохождении через него теплового потока. Датчик теплового потока представляет собой батарею из большого числа последовательно соединенных элементов. Тепловой поток, пронизывая датчик, возбуждает в цепи прибора термоэлектрический ток, линейно зависящий от плотности теплового потока.



а *б*

Рис. 10.10. Актинометр:

а — вид спереди; *б* — вид сзади (приемник актинометра)

Разновидностью приборов, измеряющих интенсивность теплового излучения, являются актинометры различной конструкции. Действие их основано на поглощении лучистой энергии и превращении ее в теплоту, количество которой регистрируется различными способами.

Наибольшее распространение получили актинометры, принцип действия которых, как и у ИТП-6, основан на термоэлектрическом эффекте (рис. 10.10). В качестве приемника теплового излучения в приборе использована термоэлектрическая батарея в виде ряда термопар, соединенных между собой последовательно, причем положительные спаи термопар присоединены к пластинам, близким по свойствам к абсолютно черному телу, а отрицательные — к пластинам с высокой отражательной способностью. При воздействии теплового излучения черные пластины интенсивно нагреваются и в цепи возникает электрический ток, измеряемый гальванометром, шкала которого отградуирована в единицах тепловой радиации.

Контрольные вопросы

1. Какие требования предъявляют к контролю параметров микроклимата?
2. Какие измерительные приборы используют в системах отопления, вентиляции и кондиционирования?
3. Как устроен и как работает термоанемометр?
4. Как устроен и как работает аспирационный психрометр?
5. Какими методами контролируют воздушную среду на содержание вредных веществ?
6. Какие типы газоанализаторов вы знаете и каков принцип их работы?
7. Как оценивают запыленность воздуха?
8. С какой целью производят регулярное измерение тепловых потерь теплоиспользующего оборудования и тепловых сетей?
9. Для чего предназначен прибор ИТП-6?
10. Каков принцип действия актинометра?

Глава 11

ВОПРОСЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ, ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

11.1. Технико-экономические и санитарно-гигиенические требования к использованию тепловых вторичных энергетических ресурсов

При проектировании и эксплуатации систем отопления, вентиляции и кондиционирования следует предусматривать мероприятия, обеспечивающие максимальное использование тепловых вторичных энергетических ресурсов (ВЭР): воздуха, удаляемого системами общеобменной вентиляции и местных отсосов; тепло- и холодоносителей, пригодных для отопления, вентиляции и кондиционирования.

Целесообразность использования ВЭР для отопления, вентиляции или кондиционирования, выбор схем утилизации теплоты (холода), теплоутилизационного оборудования и теплонасосных установок должны быть обоснованы технико-экономическими расчетами с учетом неравномерности поступления ВЭР и теплопотребления в системах. При равной экономичности проектных решений (в пределах ±5 % по приведенным затратам) следует выбирать то из них, которое обеспечивает бóльшую экономию топлива.

Концентрация вредных веществ в приточном воздухе при использовании теплоты (холода) ВЭР не должна превышать указанной в подразд. 6.3.

В воздухо-воздушных и газовоздушных теплоутилизаторах в местах присоединения воздуховодов следует обеспечивать давление приточного воздуха больше давления удаляемого воздуха или газа. При этом максимальная разность давлений не должна превышать значения, допустимого по техническим условиям на теплоутилизационное оборудование.

Для нагревания (охлаждения) приточного воздуха в воздухо-воздушных теплоутилизаторах (а также в теплоутилизаторах на базе тепловых труб) нельзя использовать воздух:

из помещений категорий А и Б (допускается использовать воздух из помещений категорий А и Б для нагревания воздуха этих же помещений при применении оборудования систем во взрывозащищенном исполнении);

из системы местных отсосов взрывоопасных смесей или воздуха, содержащего вредные вещества 1-го класса опасности (допускается использование воздуха из систем местных отсосов невзрывоопасных пылевоздушных смесей после их очистки от пыли);

содержащий осаждающиеся или конденсирующиеся на теплообменных поверхностях вредные вещества 1-го и 2-го классов опасности или имеющий резко выраженные неприятные запахи;

содержащий болезнетворные бактерии, вирусы, грибки в опасных концентрациях, устанавливаемых Госкомсанэпиднадзором России.

Для нагревания (охлаждения) приточного воздуха в контактных теплоутилизаторах (камерах орошения и т. д.) следует использовать воду питьевого качества или водные растворы, не содержащие вредных веществ.

При использовании теплоты (холода) вентиляционного воздуха, содержащего осаждающиеся пыли и аэрозоли, следует предусматривать очистку воздуха до концентраций, допустимых по техническим условиям на теплоутилизационное оборудование, а также очистку теплообменных поверхностей оборудования от загрязнений.

11.2. Использование низкотемпературной воды для тепловлажностной обработки приточного воздуха

В настоящее время разработан ряд аппаратов для тепловлажностной обработки приточного воздуха, в которых используют низкопотенциальный теплоноситель (воду) температурой 40... 60 °С. Конструктивные особенности этих утилизационных аппаратов рассмотрены ниже.

Камера с волнистопараллельной орошаемой насадкой (рис. 11.1) позволяет использовать теплоту отбросной воды температурой 40... 60 °С для нагревания и увлажнения приточного воздуха, снижая тем самым потребность предприятий в топливе на нужды отопления и вентиляции.

Камера состоит из следующих частей: металлического корпуса *1*, совмещенного с поддоном *5* для сбора стекающей воды; волнистопараллельной орошаемой насадки, состоящей из четырех кассет *3*, заполненных вертикально расположенными асбестоцементными волнистыми листами (шифером); водораспределительного устройства — коллектора *2*.

Принцип работы камеры заключается в следующем. Обрабатываемый воздух движется в горизонтальном направлении по волнообразным щелевидным каналам, образованным стенками листов, вступая при этом в контакт с водой, стекающей по стенкам каналов в поддон. Волнистопараллельная насадка одновременно выполняет функции теплообменника и орошаемого каплеуловителя, в связи с чем отпадает надобность в устройстве последнего. В ре-

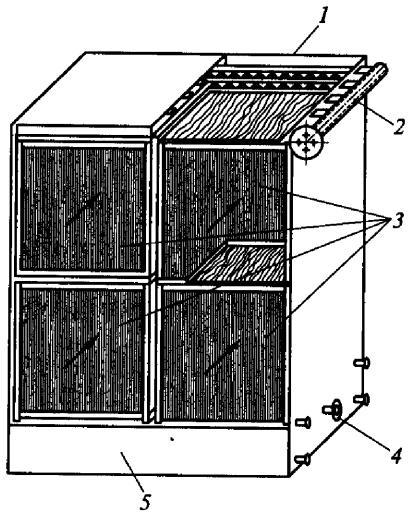


Рис. 11.1. Камера с волнисто-параллельной орошаемой насадкой:

1 — корпус; *2* — коллектор для раздачи воды; *3* — кассеты; *4* — выходной патрубок; *5* — поддон

зультате этого можно уменьшить размеры камеры и ее аэродинамическое сопротивление.

Спиральный пленочно-контактный вентиляционный агрегат АСК-10 (рис. 11.2) предназначен для тепловлажностной обработки и транспортирования приточного вентиляционного воздуха с использованием низкотемпературной (40...60 °С) воды закрытых систем охлаждения технологического оборудования предприятий. Агрегат производит нагревание, охлаждение, увлажнение, очистку воздуха от пыли и транспортировку его потребителю.

Принцип действия агрегата следующий. Воздух, засасываемый через патрубок *11* центробежным колесом *4*, нагнетается в каналы, образованные спиралевидными пленконесущими пластинами *9*, где, вступая в контакт со стекающей по стенкам каналов водой, приобретает требуемые параметры (температуру и влажность). Обработанный воздух проходит спиралевидный корпус *1* и через патрубок *10* направляется потребителю.

Вода через перфорированный раздаточный коллектор *3* поступает на водораспределительный слой *2*, просачивается через него и стекает по пленконесущим пластинам в поддон *6*, а затем удаляется через сливной патрубок *7*.

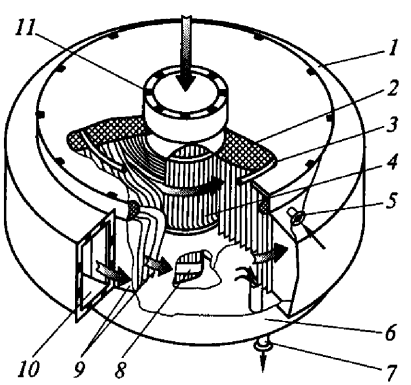
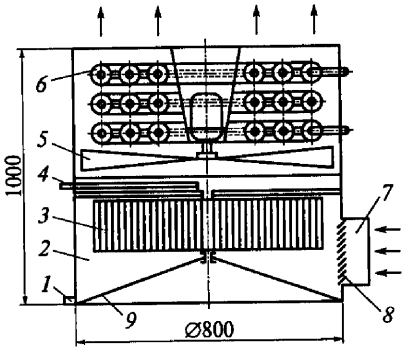


Рис. 11.2. Спиральный пленочно-контактный вентиляционный агрегат АСК-10:

1 — корпус; *2* — водораспределительный слой; *3* — водораздающий коллектор; *4* — центробежное колесо; *5* — водоподводящий патрубок; *6* — поддон; *7* — сливной патрубок; *8* — электродвигатель; *9* — пленконесущие пластинки; *10* — выхлопной патрубок; *11* — воздухозаборный патрубок

Рис. 11.3. Роторный вентиляционный агрегат АРВ-10:

1 — сливной штуцер; *2* — корпус агрегата; *3* — контактный теплообменник; *4* — перфорированный трубопровод; *5* — вентилятор; *6* — калорифер; *7* — воздухозаборный патрубок; *8* — каплеуловитель; *9* — поддон



Агрегат АСК-10 может применяться не только для утилизации теплоты отбросной воды, но и в системах приточной вентиляции с использованием теплоты горячей воды из системы горячего водоснабжения или отопления.

Производительность агрегата по воздуху составляет 9300 м^3/ч; минимальная температура воздуха, поступающего в агрегат, составляет –10 °С, максимальная температура воздуха на выходе из агрегата составляет 30 °С.

Роторный ленточно-контактный вентиляционный агрегат АРВ-10 (рис. 11.3) предназначен для тепловлажностной обработки приточного воздуха низкотемпературной (50...60 °С) отработавшей (отбросной) водой. Принцип действия агрегата заключается в одноступенчатом нагревании и увлажнении воздуха водой в контактном теплообменнике *3* при противоточном их движении. Горячая вода поступает через перфорированный трубопровод *4* на металлическую ленту ротора, намотанную с зазором 7 мм на вал вращения. Под давлением падающих струй воды ротор вращается, распределяя воду в виде пленки по внутренней поверхности спирали за счет центробежных сил. Воздух, поступающий через патрубок *7*, проходит сквозь насадку снизу вверх, нагреваясь и увлажняясь при контакте с водой.

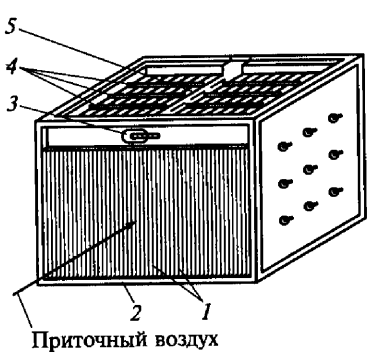


Рис. 11.4. Пленочно-контактная кассета для обработки приточного вентиляционного воздуха:

1 — пленконесущие пластины; *2* — металлический каркас; *3* — штуцер для подвода воды; *4* — пористые слои; *5* — распределительная гребенка

С целью поддержания заданной температуры и относительной влажности обрабатываемого воздуха агрегат укомплектован калорифером *6*, в котором нагревание воздуха осуществляется также низкотемпературной отбросной водой.

Пленочно-контактная кассета (рис. 11.4) используется для нагревания и увлажнения приточного воздуха в приточных камерах производительностью по воздуху 5...100 тыс. м^3/ч. В качестве теплоносителя используется низкотемпературная (50...60 °С) отбросная вода предприятий. Принцип работы кассеты заключается в одноступенчатом нагревании и увлажнении приточного воздуха при контакте с пленкой воды, образующейся на пластинах. Движение воздуха и воды происходит по принципу перекрестного тока. Отбросная вода поступает через распределительную гребенку *5* на пористые слои *4* и затем стекает в виде пленки толщиной 0,15 мм по пластинам *1*.

11.3. Сбор, возврат и использование теплоты конденсата

Большие резервы экономии топливно-энергетических ресурсов заключены в рациональном использовании тепловой энергии конденсата водяного пара. Правильная организация сбора и использования конденсата позволяют экономить сотни тысяч тонн услов-

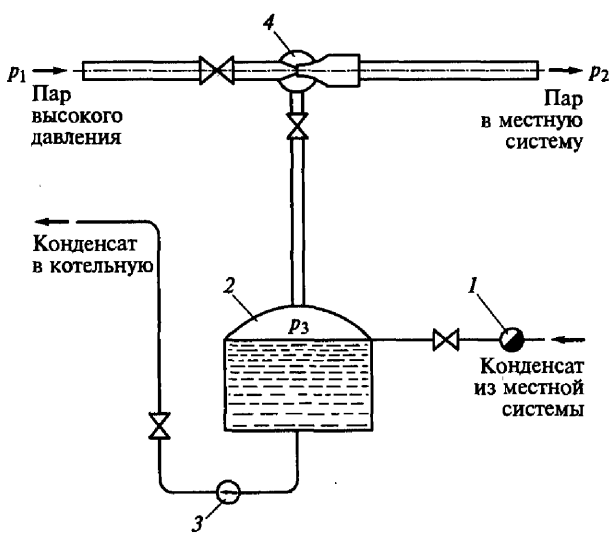


Рис. 11.5. Схема установки инжектора:

1 — конденсатоотводчик; *2* — конденсатный бак; *3* — конденсатный насос; *4* — инжектор

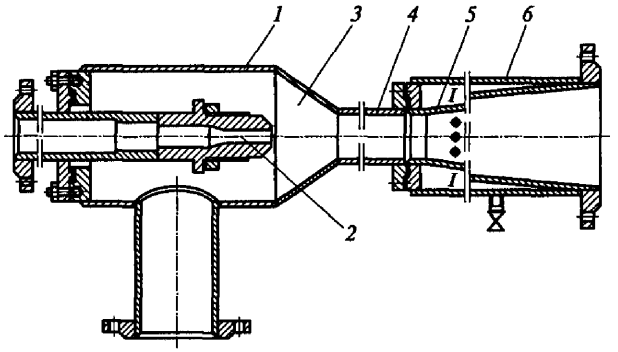


Рис. 11.6. Паровой инжектор:

1 — приемная камера; *2* — рабочее сопло; *3* — входной участок камеры смешения; *4* — цилиндрическая камера смешения; *5* — конус; *6* — корпус

ного топлива в год. Однако на отдельных предприятиях вопросу использования конденсата не придается должного значения, допускаются потери пара и конденсата, достигающие 10...20 % от общего расхода пара.

На рис. 11.5 показана схема установки инжектора для использования пара вторичного вскипания, выделяющегося в закрытом конденсатном баке. Из конденсатного бака *2* пар при давлении p_3 поступает в инжектор *4*, где засасывается паром высокого давления p_1 и, смешиваясь с ним, сжимается до давления p_2.

Существует большое количество конструкций паровых инжекторов. На рис. 11.6 показан инжектор, разработанный Всероссийским теплотехническим институтом (ВТИ). Он состоит из приемной камеры *1*, рабочего сопла *2*, входного участка *3* камеры смешения, цилиндрической камеры смешения *4* и диффузора. Корпус инжектора выполняют из стальных труб. Сопло *2*, камера смешения *4* и фланцевые соединения аппарата обрабатывают на токарном станке. Диффузор инжектора выполнен в виде конуса *5*, свернутого из тонкого листового железа и вставленного в корпус *6* из стальной трубы. Для разгрузки диффузора от внутреннего давления в его поперечном сечении *I—I* сделаны отверстия, соединяющие внутреннюю полость конуса *5* с пространством между конусом и наружным корпусом *6* диффузора.

Рабочий (инжектирующий) пар, поступая в сопло *2*, расширяется в нем до давления всасывания вторичного (инжектируемого) пара и выходит с большой скоростью в участок *3* камеры смешения, куда одновременно поступает с нормальной скоростью вторичный пар. Благодаря высокой скорости под действием поверхностного трения рабочий пар увлекает за собой часть вторичного пара в камеру смешения *4*, а затем в диффузор, представляющий

собой камеру сжатия. В диффузоре скорость паровой смеси резко понижается, вследствие чего давление ее возрастает. Соотношение между количеством инжектирующего и инжектируемого пара зависит от температуры и давления как того, так и другого пара, а также от конструкции и правильности установки инжектора.

11.4. Модернизация и автоматизация систем отопления

В производственных условиях при остановке вентилятора калорифера (в обеденный перерыв, в нерабочее время и т.д.) расход теплоносителя на теплоиспользующую установку, как правило, не уменьшается, что приводит к повышению температуры обратной сетевой воды. При работе вентиляционных установок имеют место случаи перегрева приточного воздуха и, как следствие, повышение температуры воздуха выше нормы в обслуживаемых помещениях.

Для регулирования температуры выходной сетевой воды на отопительных агрегатах и приточных тепловых камерах целесообразно устанавливать автоматические регулирующие клапаны.

В регулирующем клапане (рис. 11.7) обратная сетевая вода калорифера поступает во входную камеру *5*, через седло *4* клапана проходит в выходную камеру *2*, в которой установлен сильфон *3* (терморегулятор прямого действия), заполненный жидкостью (толуолом) с большим коэффициентом объемного расширения, и выходит в линию обратной сетевой воды.

Сильфон является регулирующим органом. При повышении температуры воды, выходящей из калорифера, жидкость в сильфоне нагревается и расширяется, что приводит к уменьшению проходного сечения клапана и сокращению расхода сетевой воды, а следовательно, к снижению температуры обратной воды.

Применение терморегуляторов позволяет значительно сократить потери теплоты в отопительно-вентиляционных установках. Регулирующий клапан имеет простую конструкцию и легко монтируется, поэтому может быть изготовлен и установлен силами предприятия.

Автоматический регулирующий клапан обеспечивает поддержание температуры обратной сетевой воды от отопительных агрегатов и приточных установок в пределах 30...70 °С при рабочем давлении 0,6 МПа.

Настройка клапана на заданную температуру осуществляется регулирующим винтом.

Схема автоматического управления приточной вентиляционной системой в цехах промышленных предприятий (рис. 11.8) обеспечивает автоматическое и дистанционное управление механизмами приточной вентиляции. В состав вентиляционной системы входят:

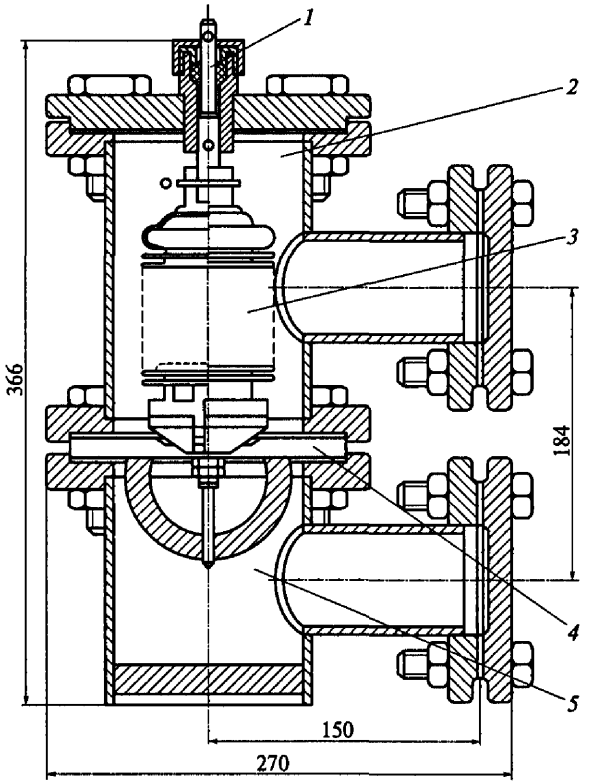


Рис. 11.7. Регулирующий клапан в сборе:
1 — регулирующий винт; *2* — выходная камера; *3* — сильфон; *4* — седло клапана; *5* — входная камера

приточный вентилятор *5*; заслонка наружного воздуха *2* с электроприводом и электроподогревом; самоочищающийся фильтр *3* с электродвигателем; обводной клапан *4* с электродвигателем; регулирующий клапан калорифера *1*.

Выбор режима управления вентиляционной системой осуществляется ключом *1УП*. При автоматическом управлении ключ *1УП* устанавливают в положение «Автомат», ключ *2УП* — в положение «Включено». При этом включается самоочищающийся фильтр и открывается регулирующий клапан на линии теплоносителя для прогрева калорифера.

Выдержка времени для прогрева калорифера (примерно 3 мин) задается реле времени. После прогрева подается сигнал на открытие заслонки наружного воздуха, включение вентилятора и подключение схемы регулирования температуры.

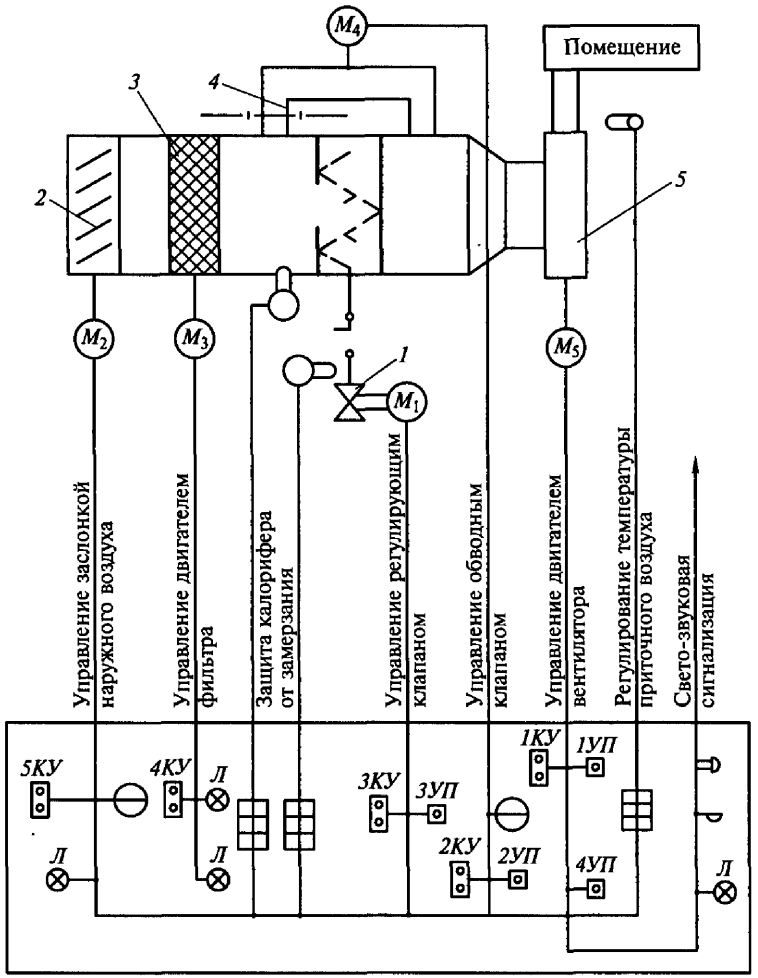


Рис. 11.8. Принципиальная схема автоматического управления вентиляционной системой:

1 — регулирующий клапан калорифера; *2* — заслонка наружного воздуха; *3* — фильтр; *4* — обводной клапан; *5* — приточный вентилятор; $M_1 \ldots M_5$ — приводные электродвигатели; *1УП*... *4УП* — ключи; *1КУ*... *5КУ* — кнопки управления; *Л* — сигнальные лампы

Автоматическое поддержание температуры осуществляется регулятором, который управляет исполнительным механизмом, установленным на обратной линии теплоносителя. В автоматическом режиме схемой предусмотрена защита калорифера от замерзания: отключение вентилятора, закрытие регулирующего клапана, закрытие заслонки наружного воздуха, если температура теплоносителя (в обратной линии) становится ниже 25 °С, а температура приточного воздуха — ниже 3 °С.

Схемой предусмотрена световая сигнализация при нормальной работе механизмов и светозвуковая сигнализация при аварийной остановке вентилятора.

При дистанционном управлении системой приточной вентиляции ключ *1УП* необходимо поставить в положение «Ручная». В этом случае управление всеми механизмами приточной вентиляции осуществляется кнопками *1КУ*... *5КУ* и ключом *4УП* со щита управления.

При внедрении автоматического управления приточной вентиляцией в цехах обеспечивается снижение расхода теплоты на отопление и экономия электроэнергии, в помещениях поддерживается заданный тепловой режим, исключено замерзание калориферов.

11.5. Развитие теплонасосной техники в мире

Тепловым насосом называется устройство для переноса тепловой энергии от теплоотдатчика с низкой температурой (обычно окружающей среды) к теплоприемнику с высокой температурой за счет затраты энергии. Процессы, происходящие в тепловом насосе, подобны процессам в холодильной машине. Поскольку теплоприемник получает кроме теплоты, перенесенной от теплоотдатчика, еще и теплоту, эквивалентную затраченной энергии, то использование тепловых насосов более выгодно, чем непосредственное превращение электрической, механической или химической энергии в теплоту. Тепловые насосы могут применяться для отопления.

На рынке СНГ тепловые насосы — новинка, хотя в развитых странах они давно производятся и успешно эксплуатируются. В настоящее время в мире работает свыше 10 млн тепловых насосов различных мощностей — от нескольких киловатт до сотен мегаватт. В США более 30 % жилых домов оборудованы тепловыми насосами. Наиболее крупной теплонасосной станцией в мире является Стокгольмская ТНС выходной тепловой мощностью 320 тыс. кВт, работающая на охлаждении воды Балтийского моря. Эта станция расположена на шести причаленных к берегу баржах и использует зимой морскую воду с температурой 4 °С, охлаждая ее до 2 °С. Себестоимость теплоты этой станции на 20 % ниже себестоимости теплоты, получаемой от газовой котельной.

Мировой рынок тепловых насосов достаточно устойчив к конъюнктурным колебаниям и составляет примерно 1 млн продаж в год. По прогнозам Мирового Энергетического Комитета

(МИРЭК) к 2020 г. в передовых странах доля отопления и горячего водоснабжения с помощью тепловых насосов составит 75 %. Такое интенсивное развитие теплонасосной техники обусловлено следующими причинами:

значительно меньше расход топлива (нефти, газа, угля и т. п.) на единицу получаемой теплоты по сравнению с традиционными источниками;

тепловой насос — экологически чистый источник теплоты;

тепловые насосы утилизируют не используемую иными способами рассеянную теплоту естественного (тепловая энергия воды, воздуха, почвы) или техногенного происхождения (теплота промышленных и сточных вод, вентиляционные выбросы и дымовые газы, неиспользуемая теплота технологических процессов);

тепловой насос — это единственная машина, производящая теплоту с очень высокой эффективностью;

тепловой насос — единственный вид оборудования, позволяющий работать с обратным циклом для кондиционирования помещений.

В России тепловые насосы, производимые ЗАО «Промхолод», имеют тепловую мощность от 20 до 6000 кВт. Внедрение тепловых насосов различной мощности на объекте позволяет потребителю применить гибкую систему использования теплоты и горячей воды в зависимости от потребностей.

В конструкциях отечественных тепловых насосов применяются компрессоры ведущих европейских производителей. Используемые в тепловых насосах теплообменные аппараты не имеют равных в мире по своим техническим показателям. Микропроцессорные блоки управления тепловыми насосами отечественного производства превосходят мировые аналоги по функциональным возможностям и надежности. Блоки позволяют управлять тепловым насосом с помощью персонального компьютера.

11.6. Регулирование теплопотребляющих установок

Автоматизированные системы регулирования теплопотребляющих установок (калориферов, кондиционеров, отопительных агрегатов, водоподогревательных установок) должны обеспечивать расчетные температуры воздуха внутри помещений за счет корректировки режимов работы этих установок.

При этом исходными параметрами регулирования являются:

расчетная температура сетевой воды в подающем трубопроводе $t_{1р} = 150\,°C$;

максимально допустимая температура в обратном трубопроводе $t_{2max} = 70\,°C$;

минимально допустимая температура в обратном трубопроводе $t_{2min} = 30\,°C$;

минимально допустимая температура сетевой воды в обратном трубопроводе воздушно-тепловых завес и отопительных агрегатов $t_{2min} = 16\,°C$;

расчетная температура наружного воздуха $t_р = -25\,°C$;

минимальная температура воздуха, выходящего из калориферных установок $\tau_{1min} = 40\,°C$;

минимально допустимая температура выходящего из калориферных установок воздуха для приточных систем $\tau_{1min} = t_в$, где $t_в$ — расчетная температура воздуха внутри помещений, принимаемая по санитарным нормам.

Регулирование автоматизированной системы теплоснабжения предприятия нужно проводить в три этапа.

I этап. *Регулирование режимов работы теплопотребляющих установок на минимальную тепловую производительность с анализом сложившихся температур воздуха внутри помещений.*

Регулируют на калориферной установке включение рабочего режима по воздуху; после стабилизации режима работы калориферной установки проводят анализ температур обратной сетевой воды и выдаваемого калориферной установкой воздуха. Анализ указанных температур дает возможность судить о необходимости изменения установившегося режима. При этом действуют в такой последовательности:

а) если $t_2 = t_{2min}$, а $\tau_1 \geq \tau_{1min}$, режим работы установки не меняют;

б) если $t_2 > t_{2min}$, а $\tau_1 < \tau_{1min}$, открывают клапан регулятора до получения $\tau_1 = \tau_{1min}$ (при условии, что при этом $t_2 \leq t_{2max}$);

в) если $t_2 < t_{2min}$, открывают клапан регулятора до получения $t_2 \geq t_{2min}$ и далее действуют согласно пункту а) или б);

г) если $t_2 > t_{2min}$, а $\tau_1 > \tau_{1min}$, закрывают клапан регулятора, сокращают расход сетевой воды на установку до получения $t_2 = t_{2min}$ или $\tau_1 = \tau_{1min}$;

д) если $t_2 = t_{2max}$, а $\tau_1 < \tau_{1min}$, сокращают расход воздуха через калориферную установку или переводят установку в режим с частичной или полной рециркуляцией по воздуху.

После окончания наладки всех калориферных установок на минимально допустимую тепловую производительность проводят анализ сложившихся температур воздуха внутри помещений.

Замеры производят в разных точках помещения ртутными термометрами в рабочей зоне на высоте 1...2 м от пола при работающем на полную мощность теплопотребляющем оборудовании и выдерживании параметров теплоносителя в соответствии с графиком.

II этап. *Перестройка регуляторов с учетом сложившихся температур воздуха внутри помещений.*

По результатам анализа температур воздуха внутри помещений изменяют тепловую производительность отдельных калориферных

установок. При этом обязательным условием является непревышение температурой обратной сетевой воды значения 70 °С.

Тепловую производительность калориферной установки изменяют открытием или закрытием клапана регулятора до получения нормальных температурных условий в рабочих зонах. После перенастройки регуляторов теплоиспользующих установок производят контрольный замер температур и давлений сетевой воды на тепловом вводе абонента и температур воздуха внутри помещений.

По результатам анализа замеров рекомендуют технические мероприятия по улучшению работы системы теплопотребления.

III этап. *Реконструкция отопительно-вентиляционных систем для достижения нормальных температур воздуха внутри помещений.*

По результатам наладки системы регулирования разрабатывают и внедряют мероприятия по реконструкции отопительно-вентиляционных систем за счет изменения поверхностей нагрева теплопотребляющих установок, перераспределения потоков нагретого воздуха внутри помещений, устранения сверхнормативных тепловых потерь и др.

Осуществление оперативного контроля за рациональным расходом теплоты должны проводить энергетики цехов, сотрудники тепловой лаборатории и отдела главного энергетика.

Это позволяет вскрыть недостатки в использовании теплоты и принять необходимые меры по их устранению.

Оперативный контроль осуществляют, как правило, в первую очередь за состоянием внутризаводских магистралей пара и горячей воды (наличие утечек и состояние тепловой изоляции), паровыми турбинами (использование «мятого» пара), работой утилизационного оборудования (котлов-утилизаторов, экономайзеров). Такой контроль целесообразно осуществлять 1 раз в 10 дней.

Для контроля должны быть разработаны программа, в которую вносят все расчетные параметры и режимы работы теплоиспользующего оборудования, нормативы расхода теплоты на единицу перерабатываемого сырья или выпускаемой продукции, а также методика оценки работы оборудования.

Результаты оперативного контроля должны быть проанализированы. При обнаружении нерационального расхода теплоты должны быть приняты срочные меры по устранению недостатков.

Контрольные вопросы

1. Каким технико-экономическим и санитарно-гигиеническим требованиям должны удовлетворять установки, использующие тепловые вторичные энергетические ресурсы, в системах отопления, вентиляции и кондиционирования?
2. Как работает агрегат АСК-10?
3. Как работает агрегат АРВ-10?
4. Где используется пленочно-контактная кассета и каков принцип ее работы?
5. Как рационально организовать сбор, возврат и использование теплоты конденсата?
6. Как работают автоматические регулирующие клапаны на приточных тепловых камерах и отопительных агрегатах?
7. Как работает автоматика приточных вентиляционных систем в цехах промышленных предприятий?
8. Что собой представляют тепловые насосы и в чем преимущества их использования?
9. Как осуществляют регулирование теплопотребляющих установок?
10. Как организуют работу по контролю за рациональным расходом теплоты?

Глава 12
РАБОЧИЕ ЧЕРТЕЖИ И ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

12.1. Виды чертежей и условные обозначения

Рабочие чертежи отопительно-вентиляционных устройств в соответствии с ГОСТ 21.601—79 и ГОСТ 21.602—79 должны содержать общие технические характеристики систем отопления вентиляции и кондиционирования, разрезы и аксонометрические схемы систем, планы, разрезы и схемы установок. Их разрабатывают на основе архитектурно-строительных чертежей — планов и разрезов зданий. Чертежи систем отопления и вентиляции включают в себя планы зданий с нанесением расположения систем (трубопроводов и арматуры), а также разрезы, развертки стен и профили, на которых показывают положение элементов системы и их взаимосвязь. Наиболее сложные узлы системы изображают в виде фрагментов планов и разрезов в более крупном масштабе, а разветвленные сети отопления и вентиляции изображают в аксонометрических схемах, которые выполняют во фронтальной изометрии.

На отдельных участках трубопроводов указывают их диаметр, длину участка, размер и направление уклона. Элементы трубопроводов на чертежах изображают условными графическими обозначениями (табл. 12.1). Трубопроводы, воздуховоды, стояки, отопительные приборы и элементы отопительно-вентиляционных систем на планах, разрезах и аксонометрических схемах систем отопления и вентиляции зданий показывают в упрощенном изображении. Условные графические обозначения воздуховодов и некоторых элементов отопления и вентиляции приведены в табл. 12.2.

В соответствии с ГОСТ 21.601—79 условные графические обозначения элементов трубопроводов вычерчивают в масштабе чертежа *сплошной* линией, невидимые (подземные, в каналах) — *штриховой* линией той же толщины, строительные конструкции — *тонкой сплошной* линией. При вычерчивании трубопроводов размеры условных знаков арматуры и элементов трубопроводов (длины тройников, вентилей, задвижек и т. п.) принимают примерно равными 3... 3,5 диаметрам трубы. Санитарно-технические системы и элементы сетей снабжают буквенно-цифровыми обозначениями (марками).

Таблица 12.1

Условные графические обозначения элементов трубопроводов

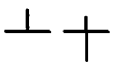
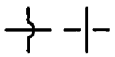
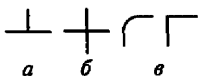
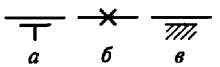
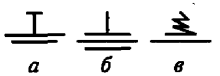
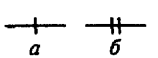
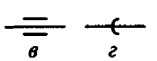
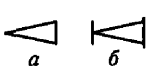
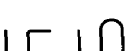
Элемент	Обозначение
Трубопровод (общее обозначение)	
Соединение трубопроводов	
Перекрещивание трубопроводов	
Трубопровод с вертикальным стояком	
Трубопровод в трубе (футляре)	
Изолированные участки трубопровода	
Детали соединений трубопроводов: *а* — тройники *б* — крестовины *в* — колена, отводы	 *а* *б* *в*
Типы соединений трубопроводов (тройник): *а* — фланцевое *б* — муфтовое *в* — раструбное	 *а* *б* *в*
Опоры трубопровода: *а* — общее обозначение *б* — неподвижная *в* — скользящая	 *а* *б* *в*
Подвески: *а* — неподвижная *б* — направляющая *в* — упругая	 *а* *б* *в*
Соединения трубопроводов разъемные: *а* — общее обозначение *б* — фланцевое *в* — муфтовое резьбовое *г* — раструбное	 *а* *б*  *в* *г*
Переход, переходный патрубок: *а* — общее обозначение *б* — фланцевый	 *а* *б*
Компенсатор: *а* — общее обозначение *б* — П-образный *в* — лирообразный	 *а* *б* *в*
Сифоны	
Ревизия	

Таблица 12.2

Условные графические обозначения воздуховодов и элементов отопления и вентиляции

Элемент	Обозначение	
	на планах и видах сверху	на разрезах, схемах и видах спереди
Змеевик		
Труба отопительная гладкая, регистр из гладких труб (графически указывать число труб)		
Труба отопительная ребристая, регистр, конвектор		
Радиатор, панель отопительная		
Воздуховод круглого сечения		
Воздуховод прямоугольного сечения		
Шахта для забора воздуха		
Шахта для выброса воздуха		
Местная вытяжка (отсос, укрытие)		
Дефлектор		
Расширитель		
Воздухонагреватель		
Воздухоохладитель		
Отверстие или решетка для забора воздуха		
Отверстие или решетка для выпуска воздуха		
Вентилятор центробежный		
Агрегат воздушно-отопительный		
Камера вентиляционная приточная		
Кондиционер		
Водонагреватель большеобъемный		
Канал подпольный		

12.2. Состав чертежей систем отопления и вентиляции воздуха

Всем чертежам систем отопления и вентиляции воздуха при проектировании присваивают марку ОВ. В комплект чертежей этой марки входят чертежи, выполняемые в следующих масштабах:

Детальные изображения отдельных узлов 1:2; 1:5; 1:10
Узлы 1:20; 1:50
Планы и разрезы установок 1:50; 1:100
Отдельные элементы планов и разрезов систем 1:50; 1:100
Планы, разрезы и схемы систем 1:100; 1:200
План-схема размещения установок 1:400; 1:800

В соответствии с ГОСТ 21.106—78 трубопроводы на схемах систем отопления и вентиляции обозначают марками, состоящими из буквенного индекса Т и порядкового номера:

Трубопроводы систем отопления и вентиляции:
подающая сеть Т1
обратная сеть Т2
Трубопроводы системы горячего водоснабжения для технологических процессов:
подающая сеть Т5
обратная сеть Т6
Паропроводы Т7
Конденсатопроводы Т8

Марки проставляют в разрыве линии обозначения трубопровода для четкого разграничения проектируемых систем на чертежах.

Планы и разрезы систем отопления производственных помещений обычно совмещают с планами и разрезами систем вентиляции.

Отопительно-вентиляционные системы обозначают на чертежах следующим образом:

системы с механическим побуждением: приточные — П; вытяжные — В; воздушные завесы — У; отопительные агрегаты — А;

системы с естественным побуждением: приточные — ПЕ; вытяжные — ВЕ.

Для обозначения элементов и установок буквенному обозначению марки системы добавляют порядковый номер элемента или установки, например У2, В2, П3 и т.д.

Общим графическим документом комплекта чертежей марки ОВ является план-схема расположения отопительно-вентиляционных установок. На нем показывают контур здания, координатные оси и общие размеры между крайними осями, местоположение отдельных отопительно-вентиляционных установок, ввод теплоносителя. На полках линий-выносок проставляют марки и порядко-

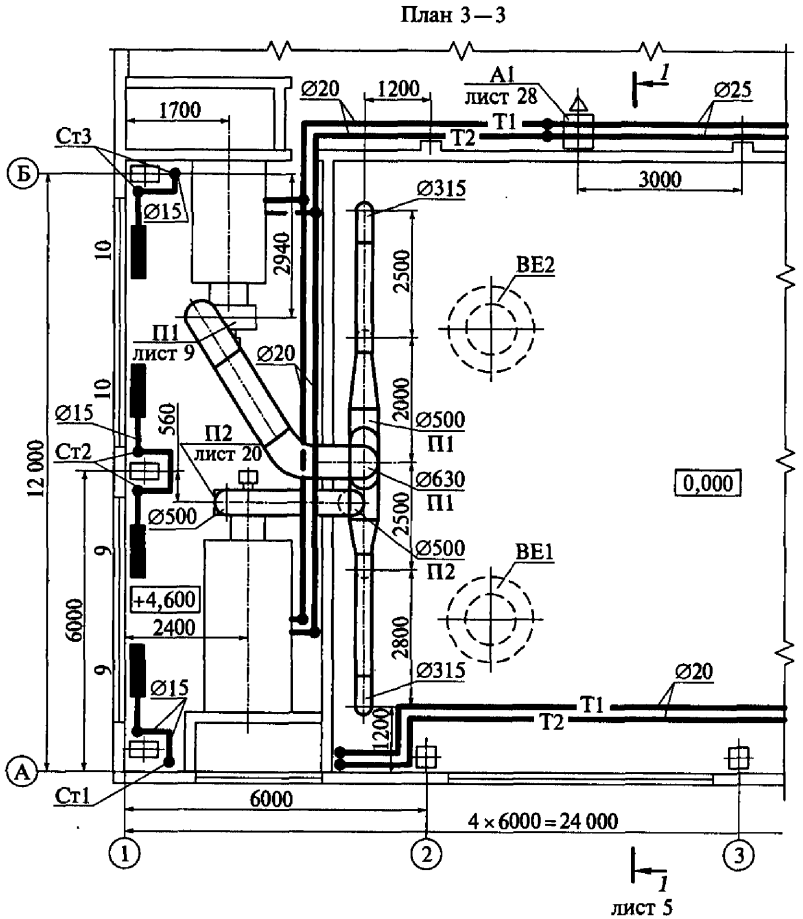


Рис. 12.1. Чертеж части плана производственного здания с сетями отопления и вентиляции

вые номера установок, а под полками — номера листов, на которых приведены чертежи установок.

Планы и разрезы систем отопления и вентиляции разрабатывают для их более детального изображения. Пример чертежа части здания, оборудованного приточно-вытяжной системой вентиляции, приведен на рис. 12.1. Сплошной основной линией на нем обозначены сети отопления помещения вентиляционной камеры, стояки, трубопроводы и радиаторы, а также система подогрева воздуха, поступающего в вентиляционные установки. Поскольку диаметры воздуховодов превышают 100 мм, воздуховоды вычерчены сплошной линией двойной толщины. Две установки приточной

вентиляции с подогревом воздуха (калориферы) обозначены марками П1 и П2. Под выносными полками, относящимися к установкам П1 и П2, указаны листы 9 и 20 чертежей, на которых эти установки изображены подробнее. От вентиляционной установки П1 воздух по четырем вертикальным воздуховодам диаметром 315 мм поступает в помещение вентиляционной камеры, а от установки П2 по воздуховоду диаметром 500 мм — в соседнее помещение. Разрезы выполняют по тем частям здания, где на плане устройство системы представить трудно.

О пространственном расположении отдельных элементов отопительно-вентиляционных систем дают наглядное представление

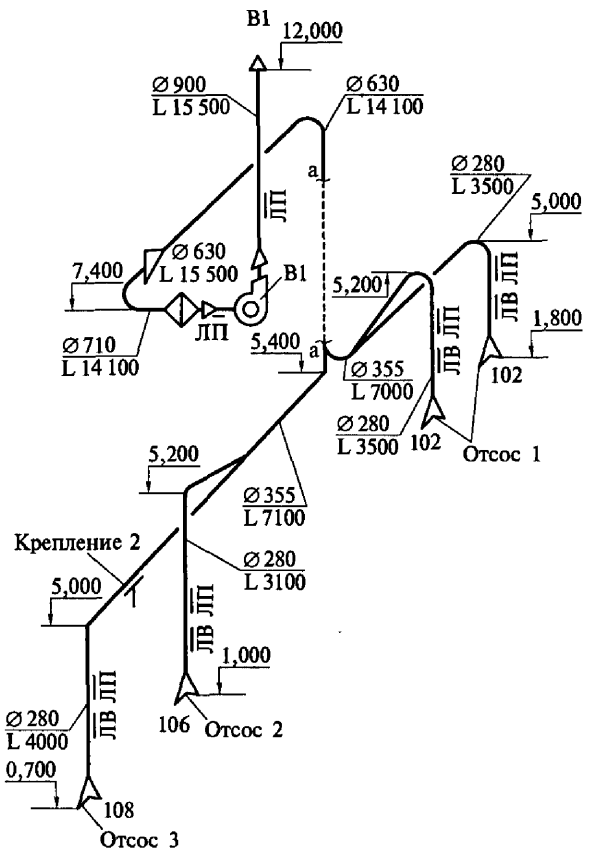


Рис. 12.2. Аксонометрическая схема вытяжной вентиляции производственного здания

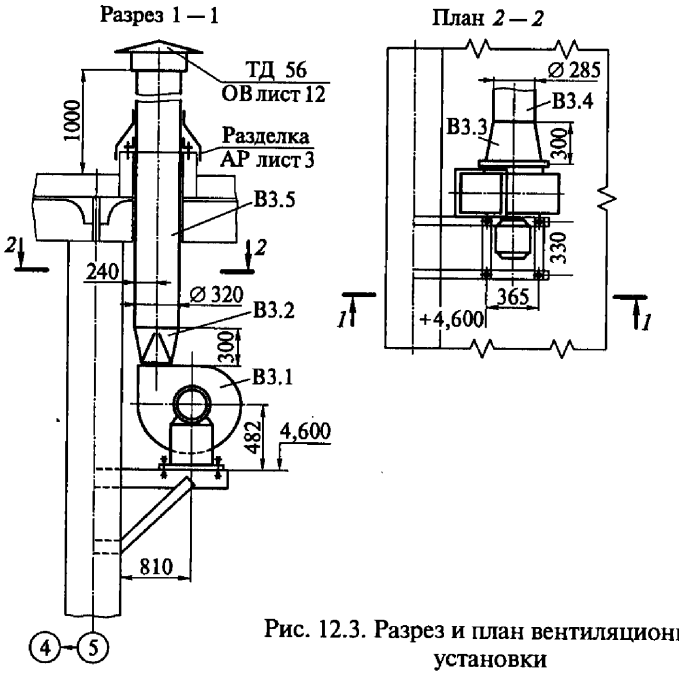


Рис. 12.3. Разрез и план вентиляционной установки

аксонометрические схемы. Их выполняют во фронтальной изометрии, элементы систем показывают условными графическими обозначениями в аксонометрическом изображении.

На аксонометрической схеме вытяжной вентиляции с механическим побуждением производственного здания показаны (рис. 12.2): отсосы от технологического оборудования; воздуховоды с указанием диаметров и количества проходящего воздуха, $м^3/ч$ (число после буквы L под полками линий-выносок); отметки уровня горизонтальных участков воздуховодов; фильтр; вентилятор В1; устройство выброса воздуха в атмосферу на отметке 12,000.

На рис. 12.3 приведены план и разрез вентиляционной установки, позволяющие представить ее устройство. Центробежный вентилятор направляет загрязненный воздух из магистрального воздуховода диаметром 285 мм через диффузор в вытяжную трубу диаметром 320 мм, из которой он попадает в атмосферу. Вытяжная труба через отверстие в перекрытии выводится наружу и перекрывается типовым зонтом ТД 56; под линией выноски указаны марка комплекта чертежей (ОВ) и номер листа (12), на котором зонт изображен подробнее. Конструкция разделки показана на чертеже АР, лист 3.

12.3. Испытания систем отопления, вентиляции и кондиционирования

В соответствии с рекомендациями территориально-строительных норм «Отопление, вентиляция и кондиционирование» (ТСН ОВК—2000 МО) при испытании смонтированных монтажной организацией систем проверяют:

соответствие установленного оборудования и выполненных работ требованиям СНиП, каталожным данным и рабочей документации;

выполнение требований по сборке, монтажу (соответствие государственным стандартам и техническим условиям предприятия-изготовителя);

герметичность систем;

подачу и давление, развиваемые вентиляторами и насосами, на холостом ходу и под нагрузкой в течение 4 ч непрерывной работы;

балансировку колес вентиляторов и роторов насосов, качество сальниковой набивки, исправность пусковых устройств, степень нагрева электродвигателя.

Таблица 12.3

Параметры при испытании санитарно-технического оборудования при монтаже

Оборудование	Испытательное давление, МПа	Длительность испытания, мин
Гидравлическое испытание		
Чугунные радиаторы сгруппированные; конвекторные и радиаторные узлы	0,9	2
Арматура для систем отопления	1	2
Калориферы	1	2
Блочные узлы стальных паропроводов	$1{,}25p_{раб}$	5
Сварные элементы стальных трубопроводов (компенсаторы, колена и т. д.)	1 ($p_{пр} = 1{,}5$)	5
Пневматическое испытание		
Трубопроводы систем отопления	0,15	0,5
Арматура систем отопления	0,15	0,5
Сгруппированные радиаторы	0,1	0,5

Примечание: $p_{раб}$ — рабочее давление; $p_{пр}$ — пробное давление.

Гидростатические (гидравлические) испытания систем водяного отопления и внутреннего теплоснабжения при отключенных источниках теплоснабжения и расширительных сосудах следует проводить гидравлическим давлением при положительных температурах наружного воздуха или пневматическим давлением при отрицательных температурах наружного воздуха (табл. 12.3 и 12.4).

Испытательное гидростатическое давление должно быть равным 1,5 рабочего давления, но не менее 0,2 МПа в самой нижней точке системы. Систему признают выдержавшей испытание, если падение давления не превысит 0,02 МПа при отсутствии течи в сварных швах, трубах, резьбовых соединениях, арматуре, отопительных приборах и другом оборудовании в течение 5 мин после достижения пробного давления.

Испытательное пневматическое давление — пробное избыточное давление 0,15 МПа. Систему признают выдержавшей испытание, если в течение 5 мин падение давления не превысит 0,01 МПа.

После гидростатических или пневматических испытаний системы парового отопления должны быть проверены путем пуска пара с рабочим давлением системы. При этом утечка пара не допускается.

Таблица 12.4

Параметры при гидравлическом испытании санитарно-технических систем и оборудования в процессе эксплуатации

Оборудование	Испытательное давление, МПа	Длительность испытания, мин	Допустимое падение испытательного давления, МПа
Котлы водогрейные	$1{,}25p_{раб}$, но не менее $p_{раб} + 0{,}3$	5	0
Водоподогреватели	$1{,}25p_{раб} + 0{,}3$	5	0
Системы водяного отопления с чугунными или стальными приборами	$1{,}25p_{раб}$, но не менее 0,2 в нижней точке системы	5	0,02
Системы парового отопления с давлением, МПа:			
до 0,07	0,25 в нижней точке системы	5	0,02
свыше 0,07	$p_{раб} + 0{,}1$, но не менее 0,3 в верхней точке системы	5	0,02

Тепловое испытание систем отопления и теплоснабжения при положительной температуре наружного воздуха можно проводить при температуре воды в подающих магистралях систем не менее 60 °С, а при отрицательной температуре наружного воздуха — при температуре теплоносителя в подающем трубопроводе, соответствующей температуре наружного воздуха по температурному графику, но не менее 50 °С. Циркуляционное давление в системе должно соответствовать значению, указанному в рабочей документации.

Тепловое испытание систем отопления проводят в течение 7 ч, при этом проверяют равномерность прогрева отопительных приборов (на ощупь).

Испытания систем вентиляции, кондиционирования и воздушного отопления включают в себя:

измерение производительности вентилятора, ответвлений систем, местных отсосов и вытяжных устройств естественной вентиляции;

измерение излучаемой звуковой мощности в обслуживаемых помещениях и в окружающую среду;

проверку воздуховодов на герметичность (в соответствии с ГОСТ 12.3.018—79).

Отклонение показателей от предусмотренных проектом допускается:

+10 % — по расходу воздуха, проходящего через воздухораспределительные и воздухоприемные устройства установок общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха при условии обеспечения требуемого подпора (разрежения) воздуха в помещении;

+10 % — по расходу воздуха, удаляемого через местные отсосы и подаваемого через душирующие патрубки.

На каждую систему составляют паспорт в соответствии со СНиП 3.05.01-85.

При испытании систем, выполняемых организацией-заказчиком, проверяют параметры микроклимата и содержание вредных веществ в обслуживаемой (рабочей) зоне помещения.

Измерение параметров микроклимата в обслуживаемой зоне помещения проводят в соответствии с требованиями ГОСТ 30494, а в рабочей зоне помещения — в соответствии с СанПиН 2.2.4.548-96.

Ежегодные гидростатические испытания на прочность и плотность систем, выполняемые эксплуатирующей организацией, проводят в течение 15 мин, при этом падение давления не должно быть более 0,01 МПа.

Элеваторные узлы, калориферы и водоподогреватели отопления испытывают давлением 1,25 рабочего, но не ниже 1,0 МПа; системы панельного и конвекторного отопления (до заделки монтажных окон) — давлением 1 МПа; системы отопления с чугун-

ными отопительными приборами — давлением 1,25 рабочего, но не более 0,6 МПа; системы панельного отопления, совмещенные с отопительными приборами, — при пробном давлении не выше предельного пробного давления для установленных в системе отопительных приборов.

Ежегодные гидростатические испытания на прочность и плотность паровых систем отопления и теплоснабжения проводят пневматическим давлением 0,1 МПа продолжительностью 5 мин, при этом падение давления не должно быть более 0,01 МПа.

При гидравлическом испытании систему водяного отопления наполняют водой и удаляют из нее воздух через воздухосборники при открытых кранах на стояках и у отопительных приборов. Котлы и расширительный сосуд отсоединяют от системы на время испытания.

Заполняют систему через обратную магистраль, подключив ее к постоянному или временному водопроводу. После наполнения системы закрывают все воздухосборники и включают ручной или приводной гидравлический пресс, при помощи которого создают требуемое давление.

Контролируют давление проверенным и опломбированным манометром с ценой деления 0,01 МПа. Обнаруженные мелкие неисправности, не мешающие гидравлическому испытанию, отмечают мелом, а затем устраняют.

Насосные установки испытывают сначала на холостом ходу, а затем под нагрузкой. Перед испытанием установку внимательно осматривают, проверяют надежность крепления, убеждаются в отсутствии внутри нее каких-либо предметов (прокладок, деталей). Для этого проворачивают вручную вал насоса и включают насос на 3...5 мин.

При появлении посторонних шумов и стуков насос отключают и разбирают. При нормальной работе насос обкатывают в течение 12...15 мин, после чего проверяют трущиеся части, убеждаются в отсутствии нагревания и других неисправностей. Причинами нагревания могут быть неточность пригонки, перекосы, тугая затяжка, загрязненность трущихся частей или смазочного масла.

После устранения неисправностей насос обкатывают в течение 1 ч, потом в течение 6 ч, контролируя при этом его состояние. Если не будет обнаружено дефектов, то насос включают на пробную эксплуатацию и ставят под нагрузку.

Контрольные вопросы

1. Какие виды чертежей разрабатываются при проектировании систем отопления, вентиляции и кондиционирования?
2. Что входит в комплект чертежей марки ОВ?
3. Какие марки присваивают чертежам отопления и вентиляции в соответствии с ГОСТ 21.106—78?
4. Как обозначают отопительно-вентиляционные установки на чертежах?
5. Для чего разрабатывают аксонометрические схемы отопительно-вентиляционных систем?
6. Как производят гидравлическое испытание системы водяного отопления?
7. Как производят пневматическое испытание системы водяного отопления?
8. Как испытывают насосные установки?

Нормы расхода основных материалов для центрального отопления в зданиях лечебно-коммунального назначения

Основные материалы	Единица измерения	Столовые		Поликлиники		Амбулатории		Бани		Прачечные	
		на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания
Арматура муфтовая:											
вентили диаметром, мм	шт.										
15		18,14	6,43	0,94	0,18	0,47	0,09	41,28	8,16	60,46	12,35
20		3,66	0,50	0,63	0,12	0,32	0,06	11,55	2,28	23,49	2,76
25		14,63	1,99	—	—	—	—	0,7	0,14	8,22	1,68
32		10,98	1,51	0,31	0,06	0,15	0,03	0,70	0,14	3,52	0,72
40		5,11	0,69	1,26	0,24	0,63	0,12	0,35	0,07	11,98	2,64
50		2,92	0,39	—	—	1,18	0,16	1,05	0,21	4,82	1,08
70		—	—	—	—	—	—	—	—	2,34	0,48
клапаны обратные диаметром, мм	»										
25		2,20	0,30	—	—	—	—	—	—	—	—
32		1,47	0,20	0,32	0,06	—	—	—	—	—	—
краны двойной регулировки диаметром, мм	»										
15		1,47	0,20	79,55	15,22	34,12	6,11	—	—	—	—
20		24,94	3,45	12,54	2,39	82,80	14,76	—	—	—	—
25		12,77	1,93	—	—	1,71	0,31	—	—	—	—
краны проходные сальниковые диаметром, мм	»										
32		—	—	0,94	0,18	0,47	0,09	—	—	—	—
50		—	—	0,63	0,12	0,32	0,06	—	—	—	—
краны трехходовые	»	2,92	0,39	0,63	0,12	0,32	0,06	0,35	0,07	1,17	0,24
Вентили фланцевые диаметром, мм	»										
100		—	—	0,32	0,06	—	—	—	—	—	—
125		—	—	0,32	0,06	—	—	—	—	—	—
Воздухосборники	»	0,32	0,06	0,63	0,12	0,63	0,12	—	—	—	—
Поплавковые конденсатоотводчики, номер	»										
00		—	—	—	—	—	—	0,70	0,14	3,52	0,80
0		—	—	—	—	—	—	1,75	0,35	4,11	0,85
1		0,73	0,10	—	—	—	—	0,35	0,07	0,58	0,12
Задвижки параллельные с выдвижным шпинделем фланцевые диаметром, мм	»										
50		1,46	0,19	1,26	0,24	—	—	—	—	—	—
80		1,47	0,20	—	—	3,42	0,60	—	—	1,18	0,25

Окончание прил. 1

Основные материалы	Единица измерения	Столовые		Поликлиники		Амбулатории		Бани		Прачечные	
		на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания
Насосы ручные	шт.	0,73	0,10	0,31	0,06	0,16	0,03	—	—	—	—
Сталь кровельная тонколистовая	т	0,96	0,12	0,40	0,08	0,42	0,07	0,50	0,09	1,39	0,29
Сталь толстолистовая	»	0,39	0,04	—	—	—	—	—	—	—	—
Сталь сортовая	»	—	—	0,24	0,05	0,48	0,09	0,37	0,07	0,79	0,16
Трубы ребристые водогазопроводные диаметром, мм	м										
15		200	26	128	24	80	16	272	48	260	56
20		246	31	320	62	504	93	172	37	160	31
25		200	27	149	29	141	25	116	25	132	25
32		137	19	131	25	189	36	68	13	109	22
40		66	9	86	18	63	11	44	8	107	21
50		94	13	31	6	125	23	16	4	97	16
70		15	2	—	—	—	—	—	—	—	—
Трубы стальные диаметром, мм	»										
76		69,4	9,6	39,4	7,8	102,2	18,0	4,3	0,8	44,1	9,0
89		49,4	6,7	2,7	0,4	17,0	3,1	—	—	—	—
108		33,0	5,3	5,3	0,8	22,5	4,0	26,0	5,2	2,5	0,59
133		—	—	9,5	1,7	—	—	—	—	1,6	0,3
159		—	—	1,3	0,23	—	—	4,35	0,66	—	—
Трубы нефтеводогазопроводные диаметром 219 мм	м	—	—	—	—	—	—	2,8	0,48	—	—
Фасонные части к водогазопроводным трубам	т	0,1	0,01	0,08	0,02	0,11	0,02	0,06	0,01	0,09	0,02

Приложение 2

Нормы расхода основных материалов для центрального отопления в зданиях культурно-бытового назначения

Основные материалы	Единица измерения	Детские сады		Детские ясли		Школы		Клубы		Кинотеатры	
		на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	На 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания
Арматура муфтовая:											
вентили диаметром, мм	шт.										
15		2,00	0,40	1,20	0,28	0,66	0,14	0,85	0,16	27,67	4,29
20		1,01	0,20	1,70	0,35	0,66	0,14	1,90	0,35	1,70	0,27
25		3,00	0,60	3,10	0,63	—	—	0,42	0,08	1,06	0,17
32		—	—	—	—	—	—	0,29	0,05	1,25	0,2
40		—	—	—	—	—	—	—	—	2,25	0,35
50		—	—	—	—	—	—	0,24	0,04	1,1	0,17
70		—	—	—	—	—	—	0,24	0,04	—	—
клапаны обратные диаметром, мм	»										
25		3,03	0,6	3,18	0,64	—	—	0,36	0,07	1,15	0,18
32		—	—	4,24	0,85	0,33	0,07	—	—	2,29	0,36
40		—	—	—	—	—	—	—	—	0,38	0,06
50		—	—	—	—	0,33	0,07	—	—	—	—
краны двойной регулировки диаметром, мм	»										
15		58,21	11,5	44,46	8,95	—	—	15,43	2,82	8,63	1,91
20		66,19	13,7	49,83	10,03	52,91	11,38	2,02	0,37	—	—
25		—	—	12,71	2,56	4,42	0,95	—	—	—	—
краны проходные сальниковые диаметром, мм	»										
15		—	—	3,04	0,01	—	—	3,68	0,68	76,27	11,97
20		42,44	8,35	16,32	3,28	4,26	0,92	0,59	0,11	20,8	3,27
25		6,06	1,19	18,10	3,65	12,45	2,68	1,46	0,29	13,43	2,11
32		—	—	5,31	1,07	5,24	1,13	0,90	0,17	6,76	1,06
40		—	—	4,24	0,86	—	—	0,71	0,13	6,90	1,08
50		—	—	2,12	0,43	0,66	0,14	1,31	0,24	5,01	0,79
краны трехходовые	»	—	—	4,24	0,85	0,33	0,07	0,36	0,07	—	—
Воздухосборники	»	0,16	0,03	0,16	0,03	0,33	0,07	2,26	0,42	0,38	0,06
Вентили фланцевые диаметром 80 мм	»	—	—	1,06	0,21	—	—	—	—	1,53	0,24
Поплавковые конденсатоотводчики, номер	»										
00		—	—	2,12	0,43	—	—	—	—	—	—
0		—	—	—	—	—	—	—	—	0,38	0,06
3		—	—	—	—	—	—	—	—	0,38	0,06

Окончание прил. 2

Основные материалы	Единица измерения	Детские сады		Детские ясли		Школы		Клубы		Кинотеатры	
		на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания	на 1000 м² полезной площади	на 1000 м² здания
Задвижки параллельные с выдвижным шпинделем фланцевые диаметром, мм	шт.										
50	»	—	—	—	—	—	—	0,24	0,04	1,52	0,24
80	»	6,06	1,19	8,49	1,71	1,15	0,25	0,48	0,09	1,14	0,18
100	»	—	—	—	—	1,80	0,39	0,95	0,18	—	—
Насосы ручные	»	0,01	0,20	0,50	0,09	0,80	0,15	0,12	0,02	0,38	0,06
Сталь тонколистовая	т	0,10	0,20	0,13	0,03	0,04	0,01	0,01	0,002	—	—
Сталь сортовая	»	0,01	0,002	0,01	0,002	—	—	—	—	—	—
Трубы ребристые стальные водогазопроводные диаметром, мм	м										
15	»	112	16	152	32	8	1	136	24	272	40
20	»	362	74	370	74	215	49	123	24	227	31
25	»	289	58	207	41	199	41	58	12	128	21
32	»	122	22	288	58	83	19	36	6	150	22
40	»	175	37	151	31	24	5	24	5	74	11
50	»	144	29	105	23	33	6	49	10	80	12
70	»	—	—	—	—	—	—	6	2	—	—

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Баркалов Б. В., Карпис Е. Е.* Кондиционирование воздуха в промышленных и жилых зданиях. — М.: Стройиздат, 1971.
2. *Богословский В. И., Щеглов В. П., Разумов Н. Н.* Отопление и вентиляция. — М.: Стройиздат, 1983.
3. *Грудзинский М. М., Ливчак В. И., Поз М. Я.* Отопительно-вентиляционные системы зданий повышенной этажности. — М.: Стройиздат, 1982.
4. *Егиазаров А. Г.* Отопление и вентиляция зданий и сооружений сельскохозяйственных комплексов. — М.: Стройиздат, 1981.
5. *Меклер В. Я., Овчинников П. А.* Промышленная вентиляция и кондиционирование воздуха. — М.: Стройиздат, 1978.
6. *Нестеренко А. В.* Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. — 3-е изд. — М.: Высш. шк., 1971.
7. *Папаев С. Т.* Охрана труда. — М.: Изд-во стандартов, 1988.
8. *Русланов Г. В., Розкин М. Я., Ямпольский Э. Л.* Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий. — Киев: Будивельник, 1983.
9. *Сканави А. Н.* Отопление. — М.: Стройиздат, 1988.
10. *Соснин Ю. П.* Инженерные сети: Оборудование зданий и сооружений. — М.: Высш. шк., 2001.
11. Справочник по теплоснабжению и вентиляции / Под ред. Р. В. Щекина. — Киев: Будивельник, 1976.
12. *Тихомиров А. В.* Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция. — М.: Стройиздат, 1981.
13. *Щекин Р. В., Березовский В. А., Потапов В. А.* Расчет системы центрального отопления. — Киев: Выща шк., 1975.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие ... 3
Введение ... 4

Глава 1. Общие сведения о теплоснабжении промышленных и гражданских зданий ... 7
1.1. Термины и определения ... 7
1.2. Краткие сведения о теплопередаче ... 10
1.3. Назначение и конструкция котельных установок ... 18
1.4. Теплообменные аппараты ... 22
1.5. Источники теплоты в системах теплоснабжения ... 26
1.6. Тепловые сети ... 32
1.7. Основы технической политики Минтопэнерго России в области теплоснабжения на перспективу до 2020 г. ... 37

Глава 2. Обеспечение требуемой тепловой устойчивости зданий и сооружений ... 40
2.1. Теплосантехнические требования к выбору площадки для строительства промышленных зданий и сооружений ... 40
2.2. Теплосантехнические требования к производственным зданиям и сооружениям ... 41
2.3. Новые виды ограждающих конструкций и материалов ... 45
2.4. Сопротивление ограждающих конструкций теплопередаче ... 49
2.5. Определение теплоустойчивости ограждающих конструкций ... 59
2.6. Оценка сопротивления воздухопроницанию ограждающих конструкций ... 62

Глава 3. Системы отопления ... 65
3.1. Санитарно-гигиенические требования к системам отопления ... 65
3.2. Назначение и классификация систем отопления ... 71
3.3. Определение потерь теплоты здания через наружные ограждения ... 74
3.4. Определение тепловой мощности отопительных устройств ... 78
3.5. Рекомендации по выбору систем отопления ... 83
3.6. Конструктивные особенности систем водяного отопления ... 85
3.7. Естественная и принудительная циркуляции воды в системах водяного отопления ... 90
3.8. Гидравлический расчет трубопроводов систем водяного отопления ... 96
3.9. Системы парового отопления ... 101

3.10. Системы воздушного отопления ... 109
3.11. Печное отопление ... 115
3.12. Электрическое отопление ... 122
3.13. Лучистое отопление ... 125

Глава 4. Отопительные приборы ... 129
4.1. Требования к отопительным приборам ... 129
4.2. Типы отопительных приборов и их характеристики ... 130
4.3. Размещение и крепление отопительных приборов ... 139
4.4. Расчет необходимой поверхности нагрева отопительных приборов ... 140

Глава 5. Арматура и трубопроводы систем отопления ... 149
5.1. Трубопроводная арматура ... 149
5.2. Трубопроводы систем отопления ... 151
5.3. Использование металлополимерных труб в системах отопления ... 153

Глава 6. Требования к воздуху различных производств и нормативные параметры микроклимата для расчета вентиляции ... 158
6.1. Основные параметры атмосферного воздуха ... 158
6.2. Виды вредных выбросов и их воздействие на человека ... 163
6.3. Предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны ... 164
6.4. Расчетные условия для проектирования вентиляции ... 168
6.5. Виды обработки влажного воздуха и их изображение на $I-d$-диаграмме ... 173

Глава 7. Устройство и расчет систем вентиляции ... 179
7.1. Назначение и классификация систем вентиляции ... 179
7.2. Определение необходимого воздухообмена ... 181
7.3. Конструктивные особенности естественной вентиляции ... 183
7.4. Конструктивные особенности механической вентиляции ... 190
7.5. Охрана атмосферного воздуха от загрязнений ... 194
7.6. Аварийная вентиляция и особенности ее устройства ... 197
7.7. Определение расхода приточного воздуха ... 200

Глава 8. Оборудование вентиляционных систем и его размещение ... 203
8.1. Общие требования к выбору вентиляционного оборудования ... 203
8.2. Конструктивные особенности оборудования вентиляционных систем ... 204
8.3. Оборудование для очистки воздуха от пыли ... 212
8.4. Размещение оборудования вентиляционных систем ... 214

Глава 9. Системы контроля микроклимата ... 218
9.1. Назначение и принцип работы систем кондиционирования воздуха ... 218
9.2. Классификация систем кондиционирования воздуха ... 220
9.3. Снижение температуры приточного воздуха в летний период с использованием адиабатического процесса испарения ... 221

9.4. Способы охлаждения, нагревания, осушения и увлажнения воздуха, используемые в практике кондиционирования ... 22
9.5. Конструктивные особенности центральных систем кондиционирования воздуха ... 22
9.6. Зонированные системы центрального кондиционирования ... 23
9.7. Конструктивные особенности местных систем кондиционирования воздуха и автономных кондиционеров ... 23
9.8. Системы холодоснабжения кондиционерных установок ... 24
9.9. Зарубежные системы климатического контроля ... 24

Глава 10. Приборы измерения и контроля, используемые в системах отопления, вентиляции и кондиционирования ... 25
10.1. Общие требования к контролю параметров микроклимата ... 25
10.2. Измерительные приборы систем отопления, вентиляции и кондиционирования ... 25
10.3. Приборы и средства контроля наличия вредных веществ и пыли в воздухе ... 26
10.4. Приборы для измерения тепловых потерь ... 26

Глава 11. Вопросы энергосбережения при проектировании и эксплуатации систем отопления, вентиляции и кондиционирования ... 26
11.1. Технико-экономические и санитарно-гигиенические требования к использованию тепловых вторичных энергетических ресурсов ... 26
11.2. Использование низкотемпературной воды для тепловлажностной обработки приточного воздуха ... 26
11.3. Сбор, возврат и использование теплоты конденсата ... 27
11.4. Модернизация и автоматизация систем отопления ... 27
11.5. Развитие теплонасосной техники в мире ... 27
11.6. Регулирование теплопотребляющих установок ... 27

Глава 12. Рабочие чертежи и испытания систем отопления и вентиляции ... 28
12.1. Виды чертежей и условные обозначения ... 28
12.2. Состав чертежей систем отопления и вентиляции воздуха ... 28
12.3. Испытания систем отопления, вентиляции и кондиционирования ... 28

Приложение 1. Нормы расхода основных материалов для центрального отопления в зданиях лечебно-коммунального назначения ... 29

Приложение 2. Нормы расхода основных материалов для центрального отопления в зданиях культурно-бытового назначения ... 29

Список литературы ... 30