

Часть 5. Отопительные приборы систем водяного отопления Тепловой расчет отопительных приборов

5.1. Требования, предъявляемые к отопительным приборам

Отопительные приборы - один из основных элементов систем отопления, предназначенный для теплопередачи от теплоносителя в обогреваемые помещения.

Расход теплоты на отопление каждого помещения определяется по тепловому балансу для поддержания в нем необходимой температуры при расчетных зимних условиях. В этих условиях, т. е. при температуре наружного воздуха, расчетной для системы отопления здания, расход теплоты на отопление или, короче, теплотребность помещения $Q_{\text{п}}$ должна компенсироваться теплоотдачей отопительного прибора $Q_{\text{пр}}$ и нагретых труб $Q_{\text{тр}}$ (рисунок 5.1):

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{пр}} + Q_{\text{тр}}. \quad (5.1)$$

Эта суммарная теплоотдача в помещение, необходимая для поддержания заданной температуры, в системе отопления называется тепловой нагрузкой отопительного прибора.

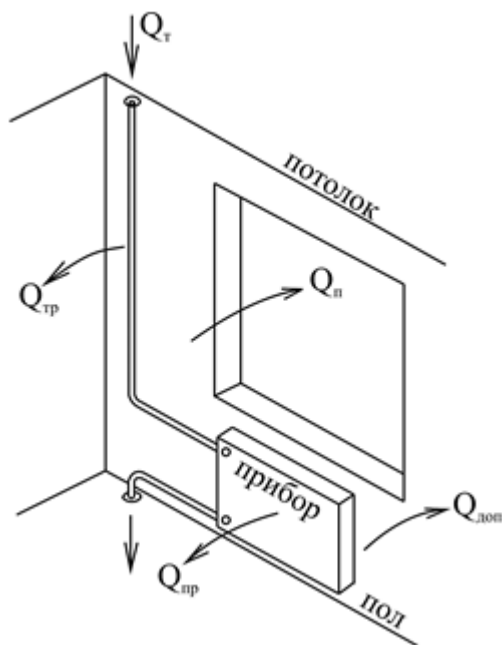


Рисунок 5.1. Схема теплообмена в помещении при работающем отопительном приборе

В тепловую нагрузку $Q_{\text{п}}$ не входят дополнительные теплотери $Q_{\text{доп}}$ (см. рисунок 5.1), обусловленные нагреванием ограждающей конструкции в месте установки отопительного прибора, как заранее неизвестные (они зависят от типоразмера прибора).

Следовательно, от теплоносителя в помещение должен передаваться тепловой поток $Q_{\text{т}}$, превышающий расчетную теплопотребность $Q_{\text{п}}$ на величину дополнительных теплотерь $Q_{\text{доп}}$:

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{доп}}. \quad (5.2)$$

Дополнительные теплотери $Q_{\text{доп}}$ принято выражать в долях основных теплотерь.

Каждый отопительный прибор должен иметь определенную площадь нагревательной поверхности $A_{\text{пр}}$, м^2 , рассчитываемую в соответствии с требуемой теплоотдачей прибора. Для обеспечения необходимой теплоотдачи в прибор должно поступать также определенное количество теплоносителя в единицу времени G , кг/с (кг/ч), называемое расходом теплоносителя.

Расход теплоносителя - воды, при котором теплопередача в помещение сопровождается понижением его температуры, определяют по формуле:

$$G_{\text{вод}} = Q_{\text{т}} / (c(t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}})). \quad (5.3)$$

Расход теплоносителя - насыщенного пара, при котором теплота в отопительном приборе выделяется при фазовом превращении (конденсация пара со свободным отводом конденсата из прибора), определяют по формуле:

$$G_{\text{пар}} = Q_{\text{т}} / r. \quad (5.4)$$

В формулах (5.3) и (5.4) расход теплоносителя G , кг/с , при практических расчетах обычно приводится к 1 ч времени (кг/ч), и тогда в числитель формул вводится множитель 3600; c - удельная массовая теплоемкость воды, равная 4187 $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$ или 4,187 $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вых}}$ - температура воды при входе в

помещение и выходе из него, °С; r - удельная теплота конденсации при определенном давлении пара в приборе, Дж/кг (кДж/кг).

К отопительным приборам как к оборудованию, устанавливаемому непосредственно в обогреваемых помещениях, предъявляются следующие требования, дополняющие и уточняющие требования к системе отопления.

Санитарно-гигиенические. Относительно пониженная температура поверхности, ограничение площади горизонтальной поверхности приборов для уменьшения отложения пыли, доступность и удобство очистки от пыли поверхности приборов и пространства вокруг них.

Экономические. Относительно пониженная стоимость прибора, экономный расход металла на прибор, обеспечивающий повышение теплового напряжения металла. Показатель теплового напряжения металла прибора M , Вт/(кг·°С), определяется по отношению теплового потока $Q_{\text{пр}}$ при $\Delta t = 1$ °С к массе металла прибора G_m :

$$M = Q_{\text{пр}} / (G_m \Delta t), \quad (5.5)$$

где Δt - разность температуры теплоносителя и окружающего воздуха.

Очевидно, что чем больше показатель M , тем более экономным будет прибор по расходу металла. Увеличение этого показателя связано с уменьшением массы металла, израсходованного на изготовление прибора, без уменьшения его теплового потока. При оценке расхода металла на прибор учитывают также сравнительные технико-экономические показатели используемого вида металла (чугуна, стали, алюминия и т. д.). Значения показателя M для современных приборов находятся в пределах от 0,2 для чугунных приборов до 1,6 Вт/(кг·°С) для одиночной обетонированной стальной трубы.

Архитектурно-строительные. Соответствие внешнего вида отопительных приборов интерьеру помещений, сокращение площади

помещений, занимаемой приборами. Приборы должны быть достаточно компактными, т. е. их строительные глубина и длина, приходящиеся на единицу теплового потока, должны быть наименьшими.

Производственно-монтажные. Механизация изготовления и монтажа приборов для повышения производительности труда. Достаточная механическая прочность приборов.

Эксплуатационные. Управляемость теплоотдачи приборов, зависящая от их тепловой инерции. Температурная устойчивость и водонепроницаемость стенок при предельно допустимом в рабочих условиях (рабочем) гидростатическом давлении внутри приборов.

К отопительным приборам предъявляется также важное для них **теплотехническое требование:** обеспечение наибольшего теплового потока от теплоносителя в помещения через единицу площади прибора при прочих равных условиях (расход и температура теплоносителя, температура воздуха, место установки и т. д.). Для выполнения этого требования прибор должен обладать повышенным значением коэффициента теплопередачи $k_{пр}$.

4.2. Классификация отопительных приборов

Все отопительные приборы по преобладающему способу теплоотдачи делятся на три группы.

1. **Радиационные приборы,** передающие излучением не менее 50 % общего теплового потока. К первой группе относятся потолочные отопительные панели и излучатели.

2. **Конвективно-радиационные приборы,** передающие конвекцией от 50 до 75 % общего теплового потока. Вторая группа включает радиаторы секционные и панельные, гладкотрубные приборы, напольные отопительные панели.

3. **Конвективные приборы,** передающие конвекцией не менее 75 % общего теплового потока. К третьей группе принадлежат конвекторы и ребристые трубы.

В эти три группы входят отопительные приборы пяти основных видов (рис. 5.2): радиаторы секционные и панельные, гладкотрубные приборы (эти три вида приборов имеют гладкую внешнюю поверхность), конвекторы, ребристые трубы (имеют ребристую поверхность). К приборам с ребристой внешней поверхностью относятся также калориферы, применяемые для нагревания воздуха в системах воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

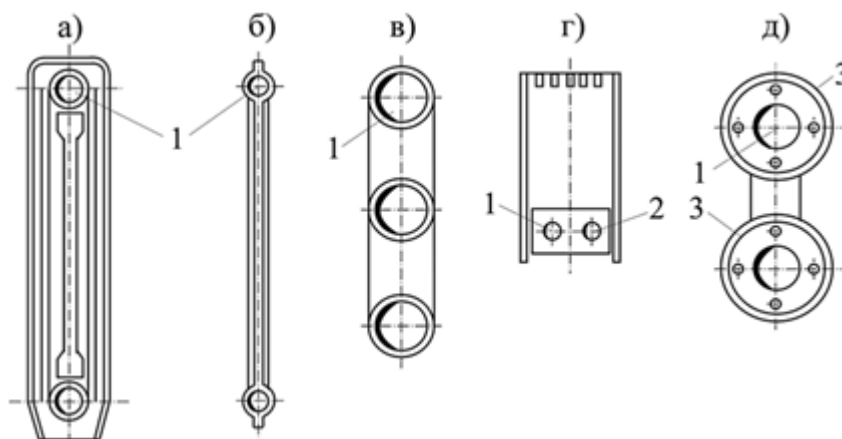


Рисунок 5.2. Конструкции отопительных приборов различных видов:

а) радиатор секционный; б) радиатор стальной панельный; в) гладкотрубный прибор (из трех горизонтальных стальных труб); г) конвектор с кожухом; д) ребристая труба (из двух горизонтальных чугунных труб).

1 — канал для теплоносителя; 2 — оребрение из стальных пластин; 3 — чугунный фланец

По используемому **материалу** различают металлические, комбинированные и неметаллические отопительные приборы. Металлические приборы выполняют в основном из серого чугуна и стали (листовой стали и стальных труб). Применяют также медные трубы, листовый и литой алюминий и другой металл.

В комбинированных приборах используют теплопроводный материал (бетон, керамику), в который заделывают стальные или чугунные греющие элементы (панельные радиаторы). Оребренные металлические трубы помещают в неметаллический кожух (конвекторы).

К неметаллическим приборам относят бетонные панельные радиаторы,

потолочные и напольные панели с заделанными пластмассовыми греющими трубами или с пустотами без труб, а также керамические, пластмассовые и тому подобные радиаторы.

По **высоте** вертикальные отопительные приборы подразделяют на высокие (высотой более 650 мм), средние (от 400 до 650 мм) и низкие (от 200 до 400 мм). Приборы высотой 200 мм и менее называют плинтусными.

По **глубине** (толщине) применяются приборы малой (до 120 мм), средней (от 120 до 200 мм) и большой глубины (более 200 мм).

По величине **тепловой инерции** можно выделить приборы малой и большой инерции. К приборам малой тепловой инерции относят приборы, имеющие небольшую массу материала и вмещаемой воды. Такие приборы с греющими трубами малого диаметра (например, конвекторы) быстро изменяют теплоотдачу при регулировании количества подаваемого теплоносителя. Приборами, обладающими большой тепловой инерцией, считают массивные приборы, вмещающие значительное количество воды (например, чугунные радиаторы). Такие приборы изменяют теплоотдачу сравнительно медленно.

5.3. Описание отопительных приборов

Радиатором принято называть конвективно-радиационный отопительный прибор, состоящий либо из отдельных колончатых элементов - **секций** с каналами круглой или эллипсообразной формы (рис. 5.3), либо из плоских блоков с каналами колончатой или змеевиковой формы (рис. 5.4).

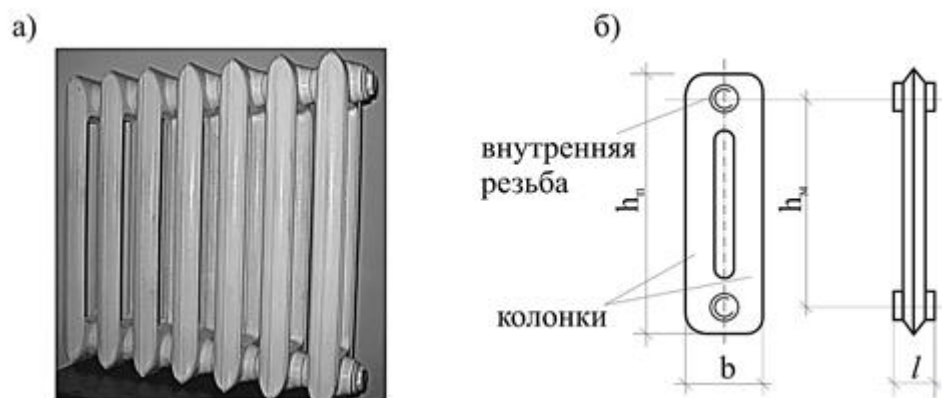


Рисунок 5.3. Двухколончатый радиатор: а) внешний вид; б) конструкция секции.

h_n — полная высота; h_m — монтажная высота; b — строительная глубина; l — длина одной секции

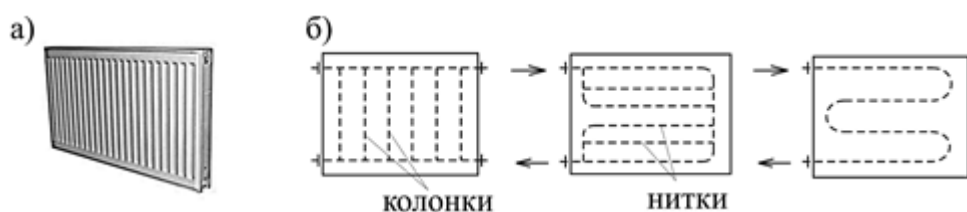


Рисунок 5.4. Конструкция стандартного стального панельного радиатора и возможные схемы каналов для теплоносителя в его блоках:

а) стандартный панельный радиатор (внешний вид); б) схемы расположения каналов слева направо колончатой, регистровой и змеевиковой формы

Секции радиаторов изготавливаются из серого чугуна, стали или алюминия (толщина стенки 2...4 мм) и могут компоноваться в приборы различной площади путем соединения на резьбовых ниппелях с прокладками из термостойкой резины или паронита. Несколько секций в сборе называют секционным радиатором.

Чугунные секционные радиаторы отличаются значительной тепловой мощностью на единицу длины прибора (компактностью) и стойкостью против коррозии (долговечностью). Чугунные радиаторы металлоемки (показатель $M = 0,29...0,36 \text{ Вт}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$), производство их трудоемко, монтаж затруднителен из-за большого веса, очистка от пыли неудобна, внешний вид непривлекателен.

Плоские блоки радиаторов свариваются из двух штампованных стальных листов (толщина листа 1,4...1,5 мм), образуя приборы малой глубины и различной длины, называемые стальными панельными радиаторами. Профиль радиаторных блоков может быть с плоскими вертикальными каналами колончатой формы (см. рис. 5.4, б), с горизонтальными параллельными каналами регистровой формы (см. рис. 5.4, в) или последовательно соединенными каналами змеевиковой формы (см. рис. 5.4, г). Наружная поверхность такого радиатора может быть и абсолютно гладкой. Однако наличие определенного рельефа на поверхности прибора увеличивает его теплоотдающую площадь. Панельный радиатор может состоять из одного, двух

и трех параллельных блоков. Для увеличения конвективной составляющей теплоотдачи прибора между блоками может размещаться дополнительное ребрение.

Стальные панельные радиаторы отличаются от чугунных меньшей массой (показатель $M = 0,55 \dots 0,80 \text{ Вт/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$), увеличенной излучательной способностью (35...40 % вместо 30 % от общего теплового потока). Они соответствуют интерьеру отапливаемых помещений, легко очищаются от пыли. Их монтаж облегчен, производство механизировано.

Распространение стальных радиаторов связано с необходимостью применения коррозионностойкой холоднокатаной листовой стали. При изготовлении из обычной стали срок службы радиаторов сильно сокращается из-за интенсивной внутренней коррозии. Область их применения ограничена системами отопления со специально обработанной (деаэрированной) водой. Их не разрешается также применять в помещениях с агрессивной воздушной средой.

Плоские блоки радиаторов делают также из тяжелого бетона (бетонные отопительные панели), применяя нагревательные элементы змеевиковой (см. рис. 5.4, з) или регистравой (см. рис. 5.4, в) формы из металлических и неметаллических труб.

Бетонные панели располагают в наружных ограждающих конструкциях помещений (совмещенные панели) или приставляют к ним (приставные панели).

Бетонные панели, особенно совмещенного типа, отвечают строгим санитарно-гигиеническим, архитектурно-строительным требованиям, отличаются высоким тепловым напряжением металла. К недостаткам совмещенных панелей относятся трудность ремонта, большая тепловая инерция, усложняющая регулирование теплоотдачи, увеличение теплопотерь через дополнительно прогреваемые наружные конструкции зданий. Поэтому в настоящее время они применяются ограниченно.

Гладкотрубным называют конвективно-радиационный отопительный прибор, состоящий из нескольких соединенных вместе стальных труб, образующих каналы для теплоносителя змеевиковой (рис. 5.5, а) или регистровой (рис. 5.5, б) формы. В регистре при параллельном соединении горизонтальных труб поток теплоносителя делится с уменьшением скорости его движения. В змеевике трубы соединены последовательно, и скорость движения теплоносителя не изменяется по всей длине прибора.

Отопительные приборы сваривают из труб $D_y 32 \dots 100$ мм, располагаемых для увеличения теплоотдачи излучением одна от другой на расстоянии, на 50 мм превышающем их наружный диаметр.

Гладкотрубные приборы характеризуются высокими значениями коэффициента теплопередачи, их легко очищать от пыли.

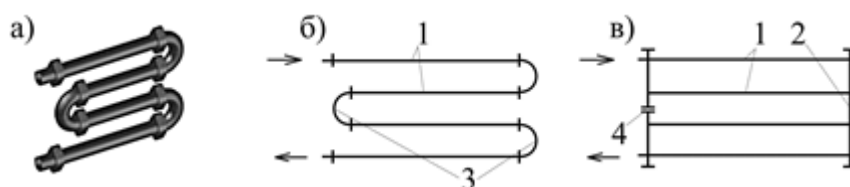


Рисунок 5.5. Гладкотрубный отопительный прибор:

а) внешний вид; б) змеевиковая форма; в) регистровая форма.

1 — нитки; 2 — колонка; 3 — калачи; 4 — заглушка

Вместе с тем эти стальные толстостенные приборы тяжелы и громоздки, занимают много места, их внешний вид не соответствует современным требованиям, предъявляемым к интерьеру помещений. Их применяют в тех случаях, когда не могут быть использованы отопительные приборы других видов (например, для обогрева производственных помещений, особенно, при значительном выделении пыли, гаражей, световых фонарей).

Конвектор состоит из двух элементов: трубчато-ребристого нагревателя и кожуха (рис. 5.6). Кожух декорирует нагреватель и способствует повышению теплопередачи благодаря увеличению подвижности воздуха у поверхности нагревателя. Конвектор с кожухом (рис. 5.6, а) передает в помещение конвекцией 90...95 % общего теплового потока. Прибор, в котором функции кожуха выполняет оребрение нагревателя, называют конвектором без кожуха

(рис. 5.6, б). Нагреватель выполняют из стали, меди, алюминия и других металлов, кожух — из листовых материалов (как правило, стали). На рисунке показаны нагреватели со стальными трубами (обычно $D_y 20$ мм).

Конвекторы обладают сравнительно низкими теплотехническими показателями, особенно при использовании в двухтрубных системах отопления. Тем не менее, производство конвекторов во многих странах, в том числе и в России, расширяется (при сокращении выпуска чугунных отопительных приборов). Это объясняется простотой изготовления конвекторов, возможностью механизировать и автоматизировать их производство, сокращением трудовых затрат при монтаже. Малая металлоемкость способствует повышению теплового напряжения металла конвекторов (показатель $M = 0,8 \dots 1,3$ Вт/(кг·°C)). Конвекторы - приборы малой тепловой инерции.

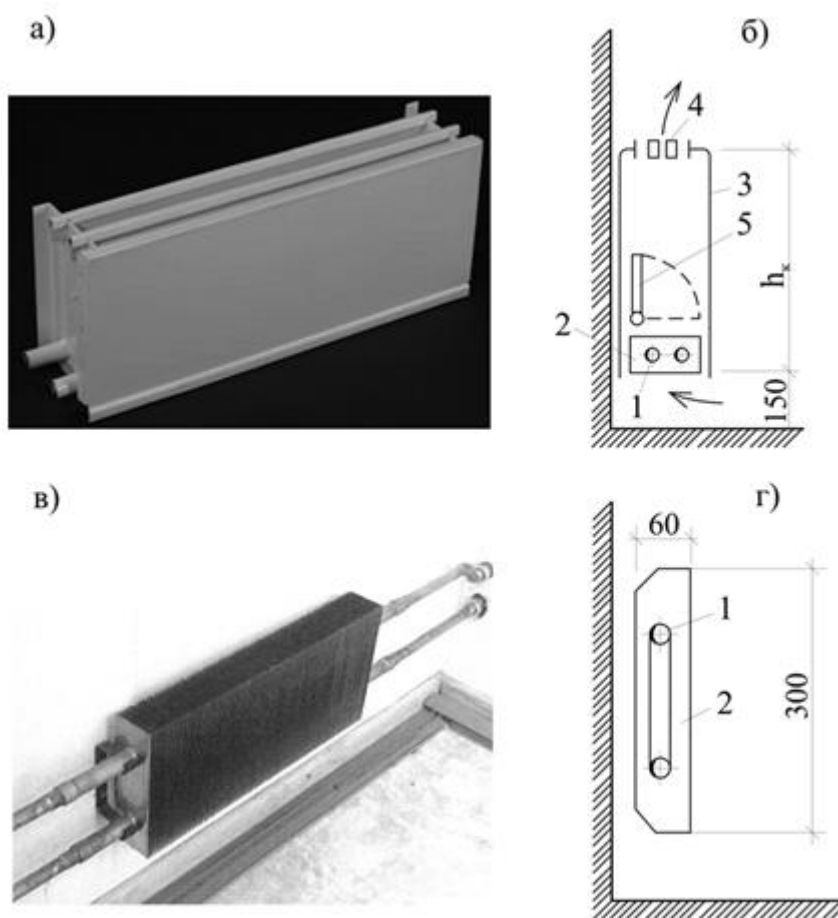


Рисунок 5.6. Конвекторы:

а), б) внешний вид и конструкция конвектора с кожухом; в), г) внешний вид и конструкция

конвектора без кожуха.

1 — канал для теплоносителя; 2 — ребрение; 3 — кожух; 4 — решетка; 5 — воздушный клапан

Теплопередача конвекторов с кожухом растет при увеличении высоты кожуха (например, на 20 % при увеличении его высоты от 250 до 600 мм). Теплопередача возрастает еще заметнее при искусственно усиленной конвекции воздуха у поверхности нагревателя, если в кожухе установить вентилятор специальной конструкции (вентиляторный конвектор). Подобный конвектор может быть утоплен в специальный подпольный канал, расположенный вдоль наружных лучепрозрачных ограждений.

Конвекторы без кожуха занимают мало места по глубине помещений (строительная глубина 60...70 мм), при размещении их у пола по всей длине окон и наружных стен способствуют созданию теплового комфорта в помещениях. Однако вследствие малой теплоотдачи на единицу длины часто приходится устанавливать приборы в два яруса или ряда для получения необходимой площади нагревательной поверхности. Это придает им непривлекательный внешний вид. Конвекторы не применяются при повышенных санитарно-гигиенических требованиях к отапливаемым помещениям.

Ребристой трубой называют конвективный прибор, представляющий собой фланцевую чугунную трубу, наружная поверхность которой покрыта совместно отлитыми тонкими ребрами (рис. 5.7).

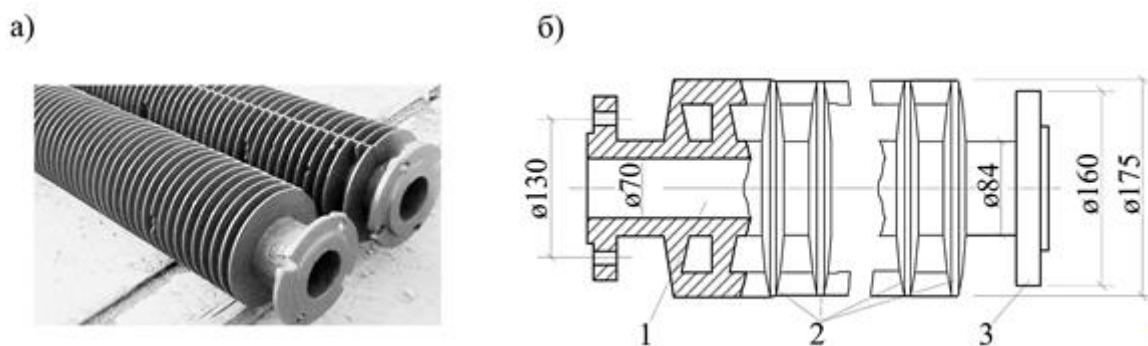


Рисунок 5.7. Ребристая чугунная труба:

а) внешний вид; б) конструкция прибора.

1 — канал для теплоносителя; 2 — ребра; 3 — соединительный фланец

Площадь внешней поверхности ребристой трубы во много раз больше, чем площадь поверхности гладкой трубы таких же диаметра и длины. Это придает отопительному прибору компактность. Кроме того, пониженная температура поверхности ребер при использовании высокотемпературного теплоносителя, сравнительная простота изготовления и невысокая стоимость способствуют применению этого малоэффективного в теплотехническом отношении и многометалльного прибора (показатель теплового напряжения металла M составляет всего $0,25 \text{ Вт/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$). К недостаткам ребристых труб относятся также неэстетичный внешний вид, малая механическая прочность ребер и трудность очистки от пыли.

Калорифер - компактный прибор значительной площади (от 10 до 140 м^2), образованной несколькими рядами оребренных труб. Трубы заключены в кожух с отверстиями для входа и выхода нагреваемого воздуха. В отличие от других отопительных приборов калорифер предназначен в первую очередь для теплопередачи при вынужденной конвекции воздуха, создаваемой вентилятором. Коэффициент теплопередачи достигает при этом сравнительно высоких значений. Кроме того, калорифер используют в условиях естественной конвекции (подобно высокому конвектору) для нагревания воздуха непосредственно в помещении. Подробно конструкции и расчет калориферов рассмотрены в курсе «Вентиляция».

5.4. Выбор и размещение отопительных приборов

При выборе вида и типа отопительного прибора учитывают ряд факторов: назначение, архитектурно-технологическую планировку и особенности теплового режима помещения, место и продолжительность пребывания людей, вид системы отопления, технико-экономические и санитарно-гигиенические показатели прибора. Прежде всего исходят из основной области применения (см. табл. 5.2), а также из соответствия санитарно-гигиенических показателей

предъявляемым требованиям.

В отдельных случаях отопительный прибор выбирается на основании специального технико-экономического сопоставления нескольких видов. Иногда выбор обусловлен наличием прибора определенного типа.

При повышенных санитарно-гигиенических, а также противопожарных и противовзрывных требованиях, предъявляемых к помещению, выбирают приборы с гладкой поверхностью. Как уже известно, это радиаторы и гладкотрубные приборы. Бетонные панельные радиаторы в этом случае, особенно совмещенные со строительными конструкциями, наилучшим образом способствуют содержанию помещения в чистоте. Чугунные радиаторы допускаются лишь с секциями простой формы (с гладкими колонками). Стальные панельные радиаторы и гладкотрубные приборы могут быть рекомендованы при менее строгом отношении к гигиене и внешнему виду помещения.

При обычных санитарно-гигиенических требованиях, предъявляемых к помещению, можно использовать приборы с гладкой и ребристой поверхностью. В гражданских зданиях чаще применяют радиаторы и конвекторы. В производственных - радиаторы и гладкотрубные приборы (несколько труб друг над другом) как более компактные приборы, обеспечивающие повышенную теплоотдачу на единицу их длины.

В помещениях, предназначенных для кратковременного пребывания людей (менее 2 ч), можно использовать приборы любого типа, отдавая предпочтение приборам с высокими технико-экономическими показателями.

Благоприятным с точки зрения создания теплового комфорта для людей является обогревание помещения через пол. Теплый пол, равномерно нагретый до температуры, допустимой по санитарно-гигиеническим требованиям (например, в жилой комнате до 26 °С), обеспечивает ровную температуру и слабую циркуляцию воздуха, устраняет перегревание верхней зоны в помещении. Сравнительно высокая стоимость и трудоемкость устройства

теплого пола для отопления помещения часто определяют замену его вертикальными отопительными приборами как более компактными и дешевыми. Есть еще одна причина, по которой применение теплого пола для отопления в большинстве районов России ограничено. Связано это с гигиеническим ограничением температуры на поверхности нагретого пола. При нормируемой температуре теплоотдача от этой поверхности не может компенсировать расчетные теплопотери помещения. В любом случае, применение теплого пола для отопления помещений требует достаточного обоснования и тщательного теплового расчета.

Размещение вертикального отопительного прибора в помещении возможно как у наружной, так и у внутренней стены (рис. 5.8). На первый взгляд целесообразна установка прибора у внутренней стены помещения (рис. 5.8, б) - сокращается длина труб, подающих и отводящих теплоноситель от прибора (требуется один стояк на два прибора). Кроме того, увеличивается теплопередача такого прибора - радиатора в помещение (примерно на 7 % в равных температурных условиях) вследствие интенсификации лучистого теплообмена и устранения дополнительной теплопотери через наружную стену. Все же подобное размещение прибора допустимо лишь в южных районах России с короткой и теплой зимой, так как оно сопровождается неблагоприятным для здоровья людей движением воздуха с пониженной температурой у пола помещений.

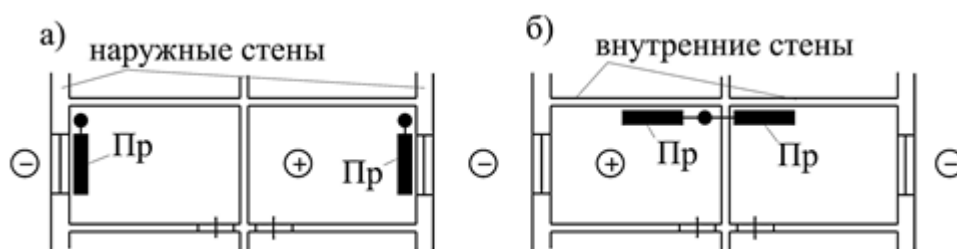


Рисунок 5.8. Размещение отопительных приборов в помещениях (в плане):

а) под окнами; б) у внутренних стен; Пр — отопительный прибор

В средней полосе и северных районах России целесообразно

устанавливать отопительный прибор вдоль наружной стены помещения и особенно под окном (рис. 5.8, а). При таком размещении прибора возрастает температура внутренней поверхности в нижней части наружной стены и окна, что повышает тепловой комфорт помещения, уменьшая радиационное охлаждение людей. Поток теплого воздуха при расположении прибора под окном препятствует образованию ниспадающего потока холодного воздуха, если нет подоконника, перекрывающего прибор (рис. 5.9, а), и движению воздуха с пониженной температурой у пола помещения (рис. 5.9, в). Длина прибора для этого должна быть не менее трех четвертей ширины оконного проема.

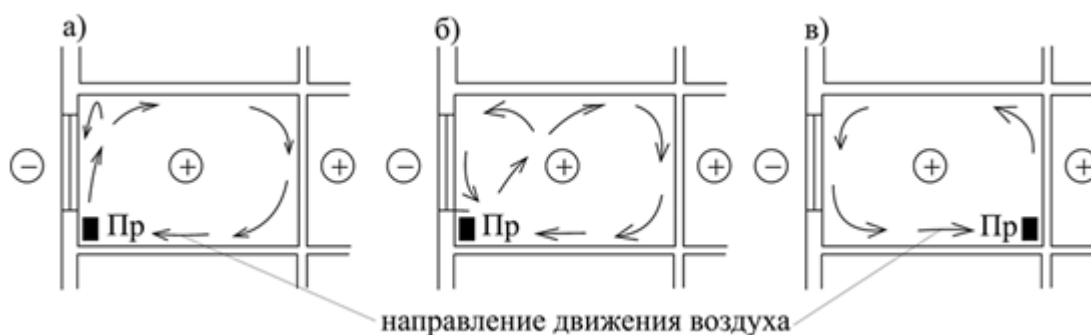


Рисунок 5.9. Схема циркуляции воздуха в помещении при различном месте размещения отопительного прибора: а) под окнами без подоконника; б) под окнами с подоконником; в) у внутренней стены; Пр — отопительный прибор

Вертикальный отопительный прибор следует размещать как можно ближе к полу помещения, но не ближе 60 мм от пола для удобства очистки подприборного пространства от пыли.

При значительном подъеме прибора над полом в помещении создается охлажденная зона, так как циркуляционные потоки нагреваемого воздуха, замыкаясь на уровне установки прибора, не захватывают и не прогревают в этом случае нижнюю часть помещения.

Чем ниже и длиннее сам по себе отопительный прибор, тем ровнее температура помещения, и лучше прогревается его рабочая зона. Примером такого отопительного прибора, улучшающего тепловой режим рабочей зоны помещения, может служить низкий конвектор без кожуха, который из-за малой

теплоотдачи на единицу длины размещается фактически по всей длине наружной стены (рис. 5.10, а).

Высокий и относительно короткий отопительный прибор вызывает активный подъем струи теплого воздуха, что приводит к перегреванию верхней зоны помещения и опусканию охлажденного воздуха по обеим сторонам такого прибора в рабочую зону (рис. 5.10, б).

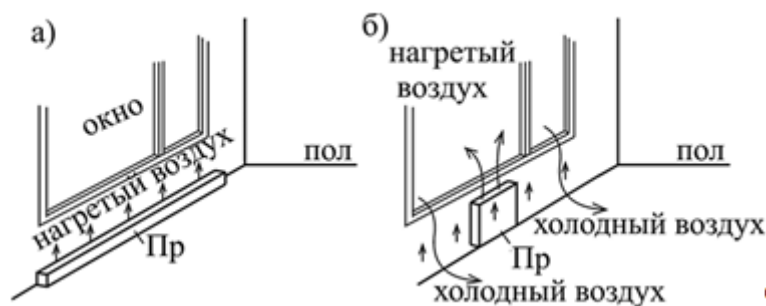


Рисунок 5.10. Размещение под окном помещения отопительного прибора:

а) низкого и длинного; б) высокого и короткого; Пр — отопительный прибор

Правило установки отопительного прибора под окном может не соблюдаться в помещении, периодически посещаемом людьми на короткое время, или если рабочие места людей в нем удалены от наружного ограждения. Это отклонение от правила может допускаться, например, в производственном помещении с широким (более 2 м) проходом у окон, в вестибюле и лестничной клетке гражданского здания, складе и тому подобных помещениях. Указанное правило вообще теряет смысл при дежурном отоплении помещения в отсутствие людей.

Особое размещение отопительных приборов требуется в лестничных клетках - вертикальных шахтах снизу доверху здания. Естественное движение воздуха в лестничных клетках в зимний период, усиливающееся с увеличением высоты, способствует теплопереносу в верхнюю их часть и вместе с тем вызывает переохлаждение нижней части, прилегающей к открывающимся наружным дверям. Частота открывания наружных дверей и, следовательно, охлаждение прилегающей части лестницы косвенно связаны с размерами

здания, и в многоэтажном здании в большинстве случаев выше, чем в малоэтажном. Очевидно, при равномерном размещении отопительных приборов по высоте будет происходить перегревание средней и верхней частей лестничной клетки и переохлаждение нижней части.

Натурными исследованиями в Москве установлено, что даже при размещении радиаторов на $1/2...2/3$ высоты лестничной клетки в многоэтажных зданиях наблюдается существенное недогревание их нижней и перегревание средней и иногда верхней (если нет выхода на крышу здания) зон.

В малоэтажных зданиях обычно используют приборы, выбранные для отопления основных помещений. Их размещают на первом этаже при входе и, в крайнем случае, переносят часть приборов (до 20 % в двухэтажных, до 30 % в трехэтажных зданиях) на промежуточную лестничную площадку между первым и вторым этажами.

Установка отопительного прибора во входном тамбуре с наружной дверью нежелательна во избежание замерзания воды в нем или в отводной трубе в том случае, если наружная дверь длительное время остается открытой.

Все отопительные приборы располагают так, чтобы были обеспечены их осмотр, очистка и ремонт. Вместе с тем вертикальные металлические приборы редко устанавливают открыто у глухой стены (положение, принятое при лабораторных испытаниях образцов новых приборов). Их размещают под подоконниками, в стенных нишах, специально ограждают или декорируют. Если по технологическим, противопожарным или эстетическим требованиям ограждение или декорирование прибора необходимо, то теплоотдача укрытых приборов по возможности не должна уменьшаться (или уменьшаться не более чем на 10 %). Поэтому конструкция укрытия прибора, вызывающая сокращение теплоотдачи излучением, должна способствовать увеличению конвективной теплоотдачи. Например, вертикальный щит, помещенный у поверхности радиатора, превращающий радиатор в конвектор, будет отвечать такому условию.

На рис. 5.11 показано несколько приемов установки отопительных приборов в помещениях. Распространенное укрытие прибора декоративным шкафом, имеющим две щели высотой по 100 мм (рис. 5.12, а) теплотехнически нецелесообразно: теплоотдача прибора уменьшается на 12 % по сравнению с открытой его установкой у глухой стены. В таком случае для передачи в помещение заданного теплового потока площадь нагревательной поверхности прибора должна быть увеличена на 12 % (при тепловом расчете прибора это должно быть учтено введением поправочного коэффициента $\beta_4=1,12$). Размещение приборов в глубокой открытой нише (рис. 5.12, б) или одного над другим в два яруса (рис. 5.12, д) уменьшает теплоотдачу на 5 % ($\beta_4=1,05$).

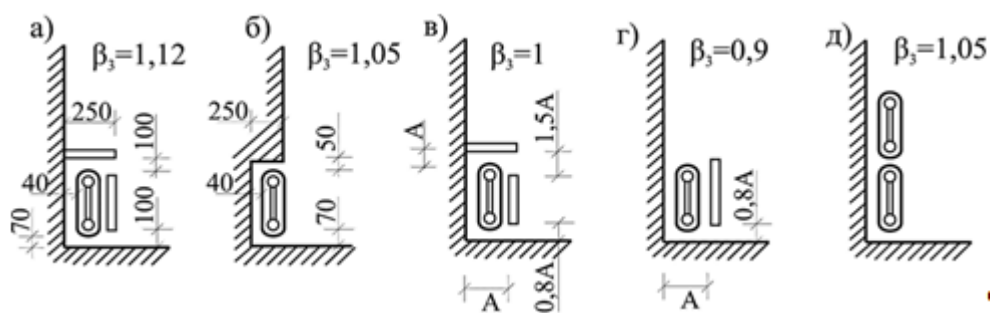


Рисунок 5.11. Способы размещения отопительных приборов: а) в декоративном шкафу; б) в глубокой нише; в) в специальной укрывной; г) за щитом; д) в два яруса

Возможна, однако, скрытая установка приборов, при которой теплоотдача не изменяется (рис. 5.11, в) или даже увеличивается (рис. 5.11, г). В этих случаях не требуется увеличивать площадь прибора ($\beta_4=1,0$) или можно даже ее уменьшить ($\beta_4=0,9$).

5.5. Коэффициент теплопередачи отопительного прибора

Тепловой поток от теплоносителя - воды или пара - передается в помещение через стенку отопительного прибора.

Интенсивность теплопередачи характеризуют **коэффициентом теплопередачи** $k_{пр}$, который выражает плотность теплового потока на внешней поверхности стенки, отнесенную к разности температуры разделенных стенкой теплоносителя и воздуха отапливаемого помещения. Термин “плотность” в

данном случае применяется для теплового потока, передаваемого через единицу площади внешней поверхности отопительного прибора.

Коэффициент теплопередачи прибора $k_{\text{пр}}$, Вт/(м²·°C), численно равен величине, обратной сопротивлению теплопередаче $R_{\text{пр}}$ от теплоносителя через стенку прибора в помещение:

$$k_{\text{пр}} = 1 / R_{\text{пр}}. \quad (5.6)$$

Величина $R_{\text{пр}}$ складывается из сопротивления теплообмену $R_{\text{в}}$ на внутренней поверхности стенки прибора, термического сопротивления стенки $R_{\text{ст}}$ и сопротивления теплообмену $R_{\text{н}}$ на внешней поверхности прибора $A_{\text{пр}}$:

$$R_{\text{пр}} = R_{\text{в}} + R_{\text{ст}} + R_{\text{н}}. \quad (5.7)$$

Процесс теплопереноса от теплоносителя в помещение осуществляется: от теплоносителя к стенке прибора - конвекцией и теплопроводностью, через стенку - только теплопроводностью, а от стенки в помещение - конвекцией, радиацией и теплопроводностью. В сложном случае теплопередачи основным явлением в большинстве случаев является конвекция.

Коэффициент конвективного теплообмена в слое воздуха (снаружи) значительно меньше, чем в слое воды или пара (внутри прибора), поэтому сопротивление внешнему теплообмену $R_{\text{н}}$ для отопительного прибора сравнительно велико. Следовательно, для увеличения теплового потока необходимо развивать внешнюю поверхность отопительного прибора. В приборах это выполняют созданием специальных выступов, приливов и оребрения. Однако при этом уменьшается коэффициент теплопередачи.

Рассмотрим слагаемые выражения (5.7) применительно к отопительному прибору с более развитой площадью внешней поверхности $A_{\text{пр}}$ по сравнению с площадью внутренней поверхности $A_{\text{в}}$.

Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности, отнесенное к

площади внешней поверхности прибора, т. е. к расчетному измерителю (отношение площадей равно $A_{\text{пр}}/A_{\text{в}}$), составляет:

$$R_{\text{в}} = (1 / \alpha_{\text{в}})(A_{\text{пр}} / A_{\text{в}}). \quad (5.8)$$

Коэффициент теплообмена на внутренней поверхности прибора $\alpha_{\text{в}}$ изменяется в широких пределах в зависимости от вида теплоносителя. Наибольших значений он достигает при паре. При воде его значение зависит в основном от скорости движения воды и ее температуры.

Для конвекторов коэффициент теплообмена в прямых гладких трубах малого диаметра на внутренней поверхности стенки определяется прежде всего режимом течения воды. На рис. 5.12 представлена зависимость сопротивления теплообмену от расхода теплоносителя в трубах. Можно установить, что с увеличением расхода воды сопротивление заметно уменьшается (коэффициент внутреннего теплообмена $\alpha_{\text{в}}$ возрастает), а затем при расходе воды более 200 кг/ч остается практически неизменным.

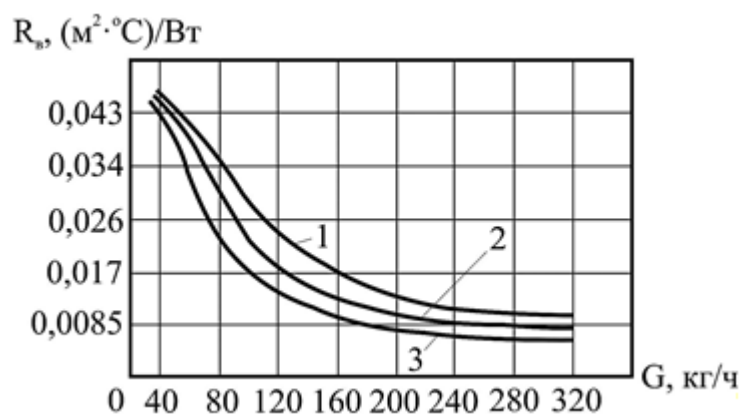


Рисунок 5.12. Зависимость со-противления теплоотдаче на внутренней поверхности стенки трубы от расхода теплоносителя и внутреннего диаметра:

1 — $d_{\text{в}} = 21,2 \text{ мм}$; 2 — $d_{\text{в}} = 15,7 \text{ мм}$; 3 — $d_{\text{в}} = 12,6 \text{ мм}$

При движении воды в изогнутых трубах (отводах, змеевиках) возникает центробежная сила, вызывающая так называемую вторичную циркуляцию, вследствие чего теплоперенос усиливается. Поэтому значение коэффициента

внутреннего теплообмена в изогнутых трубах выше, чем в прямых.

На численном примере для чугунного секционного радиатора с отношением $A_{\text{пр}}/A_{\text{в}}=1,3$ сопоставим значения сопротивлений, входящих в формулу (5.7).

Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности стенки радиатора найдем при скорости движения воды около 0,001 м/с (ламинарный режим течения), когда $\alpha_{\text{в}} \approx 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, по формуле (5.8):

$$R_{\text{в}} = (1 / 60)1,3 = 0,022 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт} .$$

Термическое сопротивление стенки чугунного и стального отопительного прибора без учета загрязнения, окраски и специального оребрения его внешней поверхности составляет:

$$R_{\text{ст}} = (\delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}})(A_{\text{пр}} / A_{\text{в}}). \quad (5.9)$$

Термическое сопротивление стенки вместе с сопротивлением теплообмену на внутренней поверхности стенки обуславливают снижение температуры наружной поверхности приборов по сравнению с температурой теплоносителя. Из рис. 5.13 видно, что в средней по высоте части чугунного секционного радиатора температура поверхности отличается от температуры теплоносителя не менее, чем на 7...8 °С.

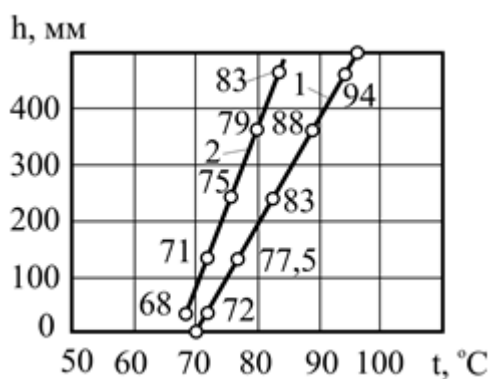


Рисунок 5.13. Изменение температуры воды (1) и наружной поверхности (2) по высоте чугунного секционного радиатора при движении теплоносителя по схеме «сверху-вниз» в двухтрубной системе отопления

Продолжая начатый пример, определим сопротивление стенки чугунного

радиатора при ее средней толщине 4 мм. По формуле (5.9):

$$R_{ст} = (0,004 / 50)1,3 = 0,0001 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Видно, что термическое сопротивление металлической стенки пренебрежимо мало по сравнению с сопротивлением теплообмену на ее поверхности. Этот вывод не относится к бетонному панельному радиатору, где термическое сопротивление слоя бетона заметно увеличивает общее сопротивление теплопередаче прибора. Это сопротивление слоя бетона зависит от нескольких факторов: диаметра греющих труб d_b , расстояния между ними - шага труб s , глубины заложения труб в бетон h , теплопроводности массива бетона λ_m .

Для бетонных приборов с трубчатыми греющими элементами принято определять термическое сопротивление массива бетона R'_m , отнесенное к 1 м трубы, при теплопроводности бетона $\lambda_m=1,0 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$. В специальной литературе даны также значения R'_m , отнесенные к 1 м крайней и одиночной трубы в бетонной панели. Термическое сопротивление массива прибора при теплопроводности бетона, отличающейся от единицы, вычисляют по формуле:

$$R_m = (R'_m / \lambda_m)s, \quad (5.10)$$

где s - шаг труб, м, численно равный площади наружной поверхности, соответствующей 1 м средней трубы в приборе.

Сопротивление теплообмену на внешней поверхности прибора определяют по формуле:

$$R_n = 1 / \alpha_n, \quad (5.11)$$

где α_n - коэффициент теплообмена на наружной поверхности, который может быть представлен в виде суммы коэффициентов конвективного α_k и лучистого α_l теплообмена, т. е.

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_l. \quad (5.12)$$

Теплообмен конвекцией при свободном движении воздуха зависит от разности температуры нагретой поверхности и температуры окружающего воздуха, а также от общей подвижности воздуха в помещении.

В нашем примере при свободном движении воздуха ($t_{\text{в}}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$) у гладкой вертикальной поверхности радиатора и температуре воды $t_{\text{вх}}=95\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{вых}}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\alpha_{\text{к}} = 1,66(t_{\text{пов}} - t_{\text{в}})^{0,33} = 6,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C}) .$$

Теплоперенос излучением зависит от материала и формы приборов, размеров, температуры и взаимного расположения отопительных приборов и поверхности ограждений помещения.

Для чугунного радиатора с гладкой поверхностью, принимая приведенный коэффициент излучения $C_{\text{пр}}=5,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ и коэффициент облученности $\varphi=0,5$, получим:

$$\alpha_{\text{л}} = bC_{\text{пр}}\varphi = 1,3\cdot 5,1\cdot 0,5 = 3,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C}) .$$

Коэффициент облученности φ здесь принят равным 0,5, так как для двухколончатых секционных радиаторов характерно, что в помещение попадает около 50 % излучения (остальное поглощается близко расположенными, взаимно закрывающими друг друга секциями).

В результате сопротивление теплообмену на внешней поверхности радиатора по формулам (5.11) и (5.12) составит:

$$R_{\text{н}} = 1 / (6,6 + 3,3) = 0,1 \text{ м}^2\cdot^{\circ}\text{C}/\text{Вт} .$$

Сравнивая полученное значение сопротивления со значением сопротивления теплообмену на внутренней поверхности радиатора ($R_{\text{в}}=0,022$), убеждаемся, что $R_{\text{н}}$ примерно в 4,5 раза превышает $R_{\text{в}}$. Несмотря на приближительность сделанных расчетов (расчеты проделаны для плоской стенки), можно установить, что значение коэффициента теплопередачи $k_{\text{пр}}$ (формулы (5.6) и (5.7)) для металлических отопительных приборов с гладкой поверхностью определяется в основном значением коэффициента теплообмена на их внешней поверхности $\alpha_{\text{н}}$. У неметаллических приборов $k_{\text{пр}}$ зависит также от теплопроводности материала стенок и степени неравномерности

температуры их поверхности.

Для металлических отопительных приборов со специально ребренной внешней поверхностью - конвекторов, ребристых труб - доля теплоотдачи излучением составляет всего 5...10 % общего теплового потока, попадающего в помещение. Поэтому значение коэффициента теплообмена на внешней поверхности α_n таких отопительных приборов, а вслед за ним и значение коэффициента теплопередачи $k_{пр}$, будут всегда существенно ниже значений аналогичных коэффициентов для приборов с гладкой поверхностью.

Для примера приведем средние значения коэффициента теплообмена на внешней поверхности α_n , Вт/(м²·°C), в расчетных температурных условиях действия систем водяного отопления:

для вертикальных бетонных панельных радиаторов11,5

для чугунных секционных радиаторов10

для конвекторов с кожухом7

Итак, величина теплового потока от теплоносителя в вертикальных отопительных приборах в помещение определяется в основном интенсивностью теплообмена на внешней их поверхности и прежде всего теплообмена конвективного. Этим объясняется, что значения коэффициента теплопередачи отопительных приборов относят к единице площади внешней их поверхности и к разности температуры теплоносителя t_t и температуры окружающего воздуха t_v (а не температуры помещения t_n).

Коэффициент теплопередачи каждого вновь разрабатываемого отопительного прибора не рассчитывают аналитически, а устанавливают опытным путем без деления теплового потока на части, выражающие теплопередачу конвекцией и излучением. Так поступают, зная о наличии многих факторов, влияющих на коэффициент $k_{пр}$ прямо или косвенно и затрудняющих точное его вычисление расчетным путем. Рассмотрим эти факторы, разделив их на основные, определяющие величину $k_{пр}$, и второстепенные, влияющие на его величину в сравнительно узких пределах.

Основными факторами, определяющими величину $k_{пр}$, являются:

- вид и конструктивные особенности, приданные типу прибора при его разработке;

- температурный напор при эксплуатации прибора.

Вид отопительного прибора позволяет заранее судить о возможной величине коэффициента теплопередачи. На рис. 5.14 для основных видов приборов показаны области значений коэффициента теплопередачи при одних и тех же температурных условиях ($t_t - t_b = 70^\circ\text{C}$). Как видим, для гладкотрубных приборов характерны сравнительно высокие, для секционных радиаторов - средние, для конвекторов и ребристых труб - низкие значения коэффициента теплопередачи.

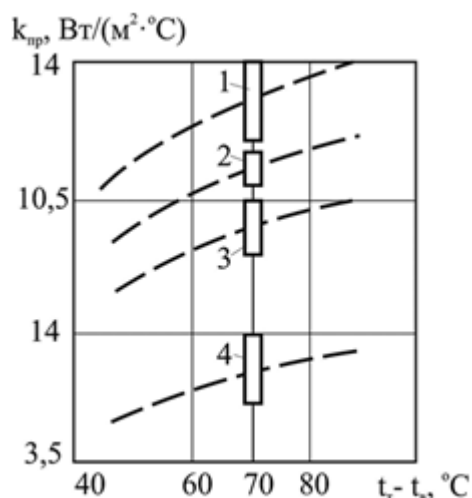


Рисунок 5.14. Области значений коэффициента теплопередачи отопительных приборов:

1 — гладкотрубные приборы; 2 — радиаторы панельные; 3 — радиаторы секционные; 4 — конвекторы, ребристые трубы

В пределах каждой области значение коэффициента теплопередачи $k_{пр}$ изменяется в зависимости от конструктивных особенностей прибора того или иного типа следующим образом.

Для гладкотрубных приборов $k_{пр}$ уменьшается при увеличении диаметра и числа параллельных труб. Это объясняется уменьшением интенсивности конвективного теплообмена на поверхности верхней части прибора, омываемой воздухом, подогревшимся внизу. Кроме того, взаимным экранированием

поверхностей труб, расположенных близко друг к другу, вследствие чего в помещение попадает только часть излучения.

Для бетонных отопительных панелей $k_{пр}$ зависит от их положения (горизонтального или вертикального) в помещении и уменьшается по мере увеличения высоты и длины приборов.

Уменьшение $k_{пр}$ ребристых труб по сравнению с гладкостенными приборами объясняется падением температуры поверхности по длине ребра и взаимным экранированием поверхности смежных ребер, обращенных друг к другу. Коэффициент теплопередачи уменьшается также с увеличением числа ребристых труб, помещенных одна над другой (как и для гладких труб).

У секционных радиаторов по тем же причинам на величину $k_{пр}$ влияют форма и число колонок в секции, расстояние между смежными секциями, глубина и высота секции (чем выше секция, тем ниже $k_{пр}$), а также число секций.

У конвекторов $k_{пр}$ зависит также от толщины, высоты и шага ребер нагревателя. Наибольшее значение $k_{пр}$ получено, например, при расстоянии около 6 мм между ребрами размерами 50x100 мм.

Вторым основным фактором, определяющим величину $k_{пр}$ в эксплуатационных условиях, является температурный напор Δt , т. е. разность температуры теплоносителя t_t и температуры окружающего прибор воздуха t_b :

$$\Delta t = t_t - t_b. \quad (5.13)$$

При этом наибольшему температурному напору соответствует наивысшее значение коэффициента теплопередачи (пунктирные линии на рис. 5.15).

Температуру теплоносителя воды принято вычислять при экспериментах как среднеарифметическую между температурой воды, входящей и выходящей из прибора, т. е. $t_t = t_{ср}$, хотя в действительности средняя температура воды в приборе ниже среднеарифметической. Поэтому температурный напор, вычисляемый при среднеарифметическом значении температуры воды, т. е. $\Delta t_{ср} = (t_{ср} - t_b)$ является относительной расчетной величиной, принимаемой при

испытаниях, а затем и при определении необходимой площади нагревательной поверхности конкретного прибора.

Результаты экспериментов по определению коэффициента теплопередачи для каждого нового отопительного прибора обрабатывают в виде эмпирических зависимостей:

для теплоносителя – пара:

$$k_{\text{пр}} = m \Delta t_{\text{н}}^n; \quad (5.14)$$

для теплоносителя воды:

$$k_{\text{пр}} = m \Delta t_{\text{ср}}^n G_{\text{отн}}^p, \quad (5.15)$$

где m , n , p - экспериментальные числовые показатели, выражающие влияние конструктивных и гидравлических особенностей прибора на его коэффициент теплопередачи; $\Delta t_{\text{н}}$ - разность температуры при теплоносителе паре, принимаемая в соответствии с формулой (5.13), исходя из температуры насыщенного пара $t_{\text{нас}}$ в приборе:

$$\Delta t_{\text{н}} = t_{\text{нас}} - t_{\text{в}}; \quad (5.16)$$

$\Delta t_{\text{ср}}$ - разность температуры при теплоносителе воде, принимаемая, как сказано выше, исходя из температуры воды, входящей $t_{\text{вх}}$ и выходящей $t_{\text{вых}}$ из прибора:

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{ср}} - t_{\text{в}} = 0,5(t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}) - t_{\text{в}}; \quad (5.17)$$

$G_{\text{отн}}$ - относительный расход воды в приборе, связывающий изменение коэффициента теплопередачи с гидравлическим режимом в приборе и степенью равномерности температурного поля на его внешней поверхности.

Относительный расход воды - это отношение действительного расхода воды в конкретном приборе к номинальному расходу, принятому при тепловых испытаниях образцов приборов. В настоящее время при испытании образцов приборов за такой расход принят расход воды 360 кг/ч (0,1 кг/с), поэтому:

$$G_{\text{отн}} = G_{\text{пр}} / 360. \quad (5.18)$$

Ранее испытания каждого вида приборов проводились при различном номинальном расходе воды (например, для радиаторов был принят расход 17,4 кг/(ч·м²), для конвекторов - 300 кг/ч).

Получаемые значения коэффициента теплопередачи при $t_t - t_v = 70$ °С, расходе воды 360 кг/ч (0,1 кг/с) и расчетном атмосферном давлении 1013,3 гПа называют номинальными. Для секционного радиатора, например, номинальный коэффициент теплопередачи равен 10,9 Вт/(м²·°С).

Среди *второстепенных факторов*, влияющих на коэффициент теплопередачи приборов систем водяного отопления, прежде всего, укажем на расход воды $G_{пр}$, включенный в формулу (5.15). В зависимости от расхода воды изменяются скорость движения w и режим течения воды в приборе, т. е. условия теплообмена на его внутренней поверхности. Кроме того, изменяется равномерность температурного поля на внешней поверхности прибора.

На равномерность температурного поля на внешней поверхности отопительных приборов отражается также направление движения воды внутри прибора, связанное с местами ее подвода и отведения, т. е. способ соединения приборов с теплопроводами.

Способ соединения приборов или их нагревательных элементов с трубами, изменяющий условия подачи, растекания, внутренней циркуляции, слияния и отведения потоков теплоносителя, называют схемой присоединения.

Все схемы присоединения приборов к трубам систем отопления разделены на три группы. Радиаторы чугунные секционные и стальные панельные выделены в первую группу, конвекторы с кожухом - в третью, остальные приборы с трубчатыми нагревательными элементами отнесены ко второй группе.

На рис. 5.16 представлены три основные схемы присоединения секционных и панельных радиаторов. Наиболее равномерной и высокой температура поверхности радиаторов получается при схеме присоединения

“сверху-вниз” (схема 1), когда нагретая вода подводится к верхней пробке радиатора, а охлажденная вода отводится от нижней пробки. Поэтому значение коэффициента теплопередачи будет в этом случае всегда выше, чем при движении воды “снизу-вниз” (схема 2) и особенно “снизу-вверх” (схема 3 на рис. 5.16).

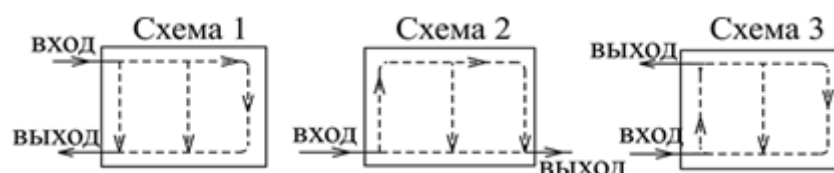


Рисунок 5.16. Основные схемы присоединения радиаторов к теплопроводам систем водяного отопления: 1 — «сверху-вниз»; 2 — «снизу-вниз»; 3 — «снизу-вверх»

Для схем присоединения конвекторов без кожуха, ребристых и гладких труб характерны параллельное и последовательное по движению воды соединение отдельных нагревательных элементов при расположении их в один-четыре яруса по высоте и в один-два ряда по глубине. Две из них показаны на рис. 5.5: с последовательным соединением (рис. 5.5, а) и с попарным параллельно-последовательным соединением нагревательных элементов (рис. 5.5, б) при расположении их в четыре яруса.

На коэффициент теплопередачи влияют также следующие второстепенные факторы.

Скорость движения воздуха у внешней поверхности прибора. При установке прибора у внутреннего ограждения $k_{пр}$ повышается за счет усиления циркуляции воздуха в помещении (см. рис. 5.9, в). Также повышается $k_{пр}$ при увеличении высоты кожуха конвекторов.

Конструкция ограждения прибора. Коэффициент теплопередачи уменьшается при переносе свободно установленного прибора в нишу стены (см. рис. 5.12, б). Декоративное ограждение прибора, выполненное без учета теплотехнических требований, может значительно уменьшить $k_{пр}$ (см. рис. 5.12, а).

Расчетное значение атмосферного давления, установленное для места

расположения здания. При пониженном давлении по сравнению с номинальным (1013,3 гПа) коэффициент теплопередачи также понижается вследствие уменьшения плотности воздуха. Так, при расчетном давлении 970 гПа поправочный коэффициент $k_{пр}$ составит 0,98.

Окраска прибора. Состав и цвет краски могут несколько изменять коэффициент теплопередачи. Краски, обладающие высокой излучательной способностью, увеличивают теплоотдачу прибора, и наоборот. Например, окраска цинковыми белилами повышает теплопередачу чугунного секционного радиатора на 2,2 %, нанесение алюминиевой краски, растворенной в нитролаке, уменьшает ее на 8,5 %. Влияние окраски связано также с конструкцией прибора. Нанесение алюминиевой краски на поверхность панельного радиатора - прибора с повышенным излучением - снижает теплопередачу на 13 %. Окраска конвекторов и ребристых труб незначительно влияет на их теплопередачу.

На значении коэффициента теплопередачи сказываются также качество обработки внешней поверхности, загрязненность внутренней поверхности, наличие воздуха в приборах и другие эксплуатационные факторы.

5.6. Плотность теплового потока отопительного прибора

В зависимости от значения коэффициента теплопередачи и размеров отопительного прибора изменяется его общий тепловой поток. Величина общего теплового потока обусловлена его поверхностной плотностью, т. е. значением удельного теплового потока, передаваемого от теплоносителя через 1 м² площади прибора в окружающую среду.

Формулы для определения поверхностной плотности теплового потока $q_{пр}$, Вт/м², передаваемого через 1 м² площади отопительных приборов, напомним в виде произведения коэффициента теплопередачи на разность температур, используя уравнения (5.14) и (5.15).

При теплоносителе паре:

$$q = k_{\text{пр}} \Delta t_{\text{н}} = (m \Delta t_{\text{н}}^n) \Delta t_{\text{н}} = m \Delta t_{\text{н}}^{1+n}, \quad (5.19)$$

при теплоносителе воде:

$$q = k_{\text{пр}} \Delta t_{\text{ср}} = (m \Delta t_{\text{ср}}^n G_{\text{отн}}^p) \Delta t_{\text{ср}} = m \Delta t_{\text{ср}}^{1+n} G_{\text{отн}}^p. \quad (5.20)$$

В формуле (5.20) разность температуры $\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{ср}} - t_{\text{в}}$. Выведем формулу для определения $t_{\text{ср}}$ в однотрубных системах водяного отопления, когда при последовательно соединенных приборах обычно известна температура воды, входящей в прибор $t_{\text{вх}}$, а температура воды, выходящей из него, $t_{\text{вых}}$ зависит от расхода воды в приборе $G_{\text{пр}}$. Отнимая от температуры $t_{\text{вх}}$ половину $\Delta t_{\text{пр}}$ (понижение температуры воды в приборе) и выражая $\Delta t_{\text{пр}}$ через тепловую мощность $Q_{\text{пр}}$ и расход воды $G_{\text{пр}}$, получим:

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{вх}} - 0,5 \Delta t_{\text{пр}} = t_{\text{вх}} - 0,5 Q_{\text{пр}} \beta_1 \beta_2 / (c G_{\text{пр}}), \quad (5.21)$$

где $Q_{\text{пр}}$ - тепловая мощность отопительного прибора; β_1 - поправочный коэффициент, учитывающий теплопередачу через дополнительную площадь (сверх расчетной) приборов, принятых к установке (для радиаторов и конвекторов $\beta_1=1,03 \dots 1,08$, для ребристых труб $\beta_1=1,13$); β_2 - поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные теплотери вследствие размещения отопительных приборов у наружных ограждений (при установке у наружной стены секционного радиатора или конвектора типов КН и КО - $\beta_2=1,02$, конвектора КА - 1,03, панельного радиатора - 1,04).

Если $G_{\text{пр}}$ выражен в кг/ч, то в числитель в формуле (5.21) вводят множитель 3,6 для перевода Вт в кДж/ч (при удельной массовой теплоемкости воды $c=4,187$ кДж/(кг·°C)).

В двухтрубных системах водяного отопления за температуру воды, входящей в каждый прибор, принимают начальную температуру горячей воды в системе $t_{\text{г}}$, за температуру воды, выходящей из каждого прибора, - конечную

температуру охлажденной воды в системе t_o . Тогда средняя температура воды в приборах (исходя из формулы (5.17)):

$$t_{cp} = 0,5(t_{вх} + t_{вых}) = 0,5(t_r + t_o), \quad (5.22)$$

где t_r - расчетная (соответствующая температуре наружного воздуха, расчетной для отопления в данной местности) температура горячей воды, поступающей в систему отопления; t_o - расчетная температура охлажденной (обратной, как ее часто называют) воды, уходящей из системы.

Плотность теплового потока приборов, включающая в себя коэффициент теплопередачи, зависит от тех же основных и второстепенных факторов, как и коэффициент теплопередачи. Поэтому на практике для упрощения расчетов определяют сразу с учетом всех факторов плотность теплового потока прибора $q_{пр}$ по формуле (5.19) или (5.20), не вычисляя коэффициента теплопередачи.

Значения плотности теплового потока позволяют сравнивать приборы и судить о теплотехнической эффективности того или иного типа отопительных приборов. Для этого при тепловых испытаниях устанавливают так называемую номинальную плотность теплового потока $q_{ном}$. Исходя из $q_{ном}$ каждой марки или секции прибора, определяют в зависимости от их площади номинальный тепловой поток $Q_{ном}$, кВт, как показатель для планирования и учета объема производства приборов.

Номинальную плотность теплового потока $q_{ном}$, Вт/м², получают для стандартных условий работы прибора в системе водяного отопления, когда средняя разность температуры, как уже известно, $\Delta t_{cp}=70$ °С и расход теплоносителя воды в приборе составляет 360 кг/ч (0,1 кг/с).

В этих стандартных условиях относительный расход воды в приборе $G_{отн}=1,0$ по формуле (5.18). Стандартная разность температуры при теплоносителе воде, выбранная за расчетную для сравнения теплотехнических показателей отопительных приборов, установлена по формуле (5.17):

$$\Delta t_{cp} = 0,5(105 + 70) - 18 = 69,5 \approx 70 \text{ °С},$$

когда температура входящей в прибор воды $t_{\text{вх}}=105\text{ }^{\circ}\text{C}$, выходящей $t_{\text{вых}}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ и температура воздуха в помещении $t_{\text{в}}=18\text{ }^{\circ}\text{C}$ (расчетная температура внутреннего воздуха в наиболее представительном отапливаемом помещении – рядовой жилой комнате жилого здания).

Если известен номинальный тепловой поток прибора (с учетом схемы его присоединения к трубам), то расчетная плотность теплового потока $q_{\text{пр}}$, Вт/м², в конкретных условиях работы его в системе отопления составит:

для теплоносителя пара при заданной разности температуры $\Delta t_{\text{н}}$:

$$q_{\text{пр}} = q_{\text{ном}}(\Delta t_{\text{н}} / 70)^{1+n}; \quad (5.23)$$

для теплоносителя воды при заданных разности температуры $\Delta t_{\text{ср}}$ и расходе воды $G_{\text{пр}}$:

$$q_{\text{пр}} = q_{\text{ном}}(\Delta t_{\text{ср}} / 70)^{1+n}(G_{\text{пр}} / 360)^p. \quad (5.24)$$

Значения экспериментальных числовых показателей n и p приведены в справочной литературе.

5.7. Тепловой расчет отопительных приборов

Тепловой расчет приборов заключается в определении площади внешней нагревательной поверхности каждого прибора, обеспечивающей необходимый тепловой поток от теплоносителя в помещение. Расчет проводится при температуре теплоносителя, устанавливаемой для условий выбора тепловой мощности приборов. Для теплоносителя пара это температура насыщенного пара при заданном его давлении в приборе. Для теплоносителя воды – максимальная средняя температура воды в приборе, связанная с ее расходом.

Тепловая мощность прибора, т. е. его расчетная теплоотдача $Q_{\text{пр}}$, определяется, как известно, теплотребностью помещения за вычетом теплоотдачи теплопроводов, проложенных в этом помещении.

Площадь теплоотдающей поверхности зависит от принятого вида прибора,

его расположения в помещении и схемы присоединения к трубам. Эти факторы отражаются на значении поверхностной плотности теплового потока прибора.

Если поверхностная плотность теплового потока прибора $q_{\text{пр}}$, Вт/м² известна, то теплоотдача отопительного прибора $Q_{\text{пр}}$, Вт, должна быть пропорциональна площади его нагревательной поверхности:

$$Q_{\text{пр}} = q_{\text{пр}} A_{\text{р}}. \quad (5.25)$$

Отсюда расчетная площадь $A_{\text{р}}$, м², отопительного прибора независимо от вида теплоносителя:

$$A_{\text{р}} = Q_{\text{пр}} / q_{\text{пр}}, \quad (5.26)$$

где $Q_{\text{пр}}$ - требуемая теплоотдача прибора в рассматриваемое помещение, определяемая в соответствии с формулой (4.1):

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{п}} - \beta_{\text{тр}} Q_{\text{тр}}, \quad (5.27)$$

$Q_{\text{п}}$ - теплопотребность помещения, Вт; $Q_{\text{тр}}$ - суммарная теплоотдача проложенных в пределах помещения нагретых труб стояка (ветви) и подводов, к которым непосредственно присоединен прибор, а также транзитного теплопровода, если он имеется в помещении, Вт; $\beta_{\text{тр}}$ - поправочный коэффициент, учитывающий долю теплоотдачи теплопроводов, полезную для поддержания заданной температуры воздуха в помещении ($\beta_{\text{тр}}$ составляет при прокладке труб: открытой - 0,9, скрытой в глухой борозде стены - 0,5, замоноличенной в тяжелый бетон - 1,8 (возрастание теплоотдачи обгоняется увеличением площади теплоотдающей поверхности)).

Суммарную теплоотдачу теплопроводов $Q_{\text{тр}}$, Вт, находят по формуле:

$$Q_{\text{тр}} = \sum k_{\text{тр}} \pi d_{\text{н}} l (t_{\text{т}} - t_{\text{в}}), \quad (5.28)$$

где $k_{\text{тр}}$, $d_{\text{н}}$, l - соответственно коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C), наружный диаметр, м, и длина, м, отдельных теплопроводов; $t_{\text{т}}$ и $t_{\text{в}}$ - соответственно температура теплоносителя и воздуха в помещении, °C.

Теплоотдачу теплопроводов можно определить приближенно по формуле:

$$Q_{\text{тр}} = q_{\text{в}} l_{\text{в}} + q_{\text{г}} l_{\text{г}}, \quad (5.29)$$

с использованием таблиц в справочной литературе, где даны значения $q_{\text{в}}$ и $q_{\text{г}}$ - теплоотдачи 1 м соответственно вертикально и горизонтально проложенных труб, Вт/м, определяемые исходя из их диаметра и разности температуры ($t_{\text{г}}$ - $t_{\text{в}}$); $l_{\text{в}}$ и $l_{\text{г}}$ - длина соответственно вертикальных и горизонтальных теплопроводов в пределах помещения, м.

Ранее в СССР вычисления по формуле (5.26) и измерение теплоотдающей поверхности всех отопительных приборов проводились в условных единицах площади - эквивалентных квадратных метрах (экм). Эквивалентным квадратным метром считали площадь нагревательной поверхности прибора с теплоотдачей 506 Вт (435 ккал/ч) при разности средней температуры теплоносителя и воздуха ($t_{\text{г}}$ - $t_{\text{в}}$) = 64,5 °С и относительном расходе теплоносителя воды в приборе $G_{\text{отн}}=1,0$. Отопительным приборам, имеющим коэффициент теплопередачи выше, чем коэффициент теплопередачи эталонного радиатора (ранее выпускавшегося секционного радиатора типа Н-136), т. е. гладкотрубным приборам и панельным радиаторам, присваивалось измерение площади в экм, превышающих по величине их физическую площадь в м². Напротив, площадь теплотехнически малоэффективных приборов (конвекторов, ребристых труб) измерялась в экм, меньших по величине, чем их площадь в м². Двойное измерение площади отопительных приборов - в условных экм и физических м² - заменено в 1984 г. измерением площади нагревательной поверхности только в квадратных метрах.

После определения расчетной площади нагревательной поверхности прибора по каталогу приборов подбирается ближайший торговый его размер (число секций или марка панельного радиатора, длина конвектора, ребристой

или гладкой трубы). При этом фактическая площадь принятого к установке прибора получается, как правило, больше расчетной (это заранее учитывается в теплоотдаче прибора и расходе теплоносителя введением среднестатистического повышающего коэффициента β_1 - см. формулу (5.21)).

Длина секционных радиаторов зависит от числа секций, составляющих приборы.

Число секций радиаторов определяют по формуле:

$$N = (A_p / a_1)(\beta_4 / \beta_3), \quad (5.30)$$

где a_1 - площадь одной секции, м^2 , типа радиатора, принятого к установке в помещении; β_4 - поправочный коэффициент, учитывающий способ установки радиатора в помещении (см. рис. 4.12, при открытой установке $\beta_4=1,0$, при установке с декоративной решеткой следует обеспечивать $\beta_4 \leq 1,10$); β_3 - поправочный коэффициент, учитывающий число секций в одном радиаторе ($\beta_3=1,0$ при $A_p=2,0 \text{ м}^2$), который для радиаторов типа М-140 вычисляется по формуле:

$$\beta_3 = 0,97 + 0,06 / A_p. \quad (5.31)$$

Секционные радиаторы проходят тепловые испытания при площади прибора около $2,0 \text{ м}^2$, т. е. в составе семи - восьми секций, поэтому полученное значение коэффициента теплопередачи справедливо только для радиаторов именно таких размеров. При меньшем числе секций коэффициент теплопередачи относительно повышается благодаря влиянию усиленного теплового потока крайних секций, торцы которых свободны для теплообмена излучением с помещением, поэтому размеры радиатора могут быть несколько сокращены. При большем числе секций влияние крайних секций на коэффициент теплопередачи уменьшается, и размеры радиатора должны быть несколько увеличены.

Для типов радиаторов с площадью одной секции $0,25 \text{ м}^2$ (в том числе для

эталонного радиатора) коэффициент β_3 определяют по формуле:

$$\beta_3 = 0,92 + 0,16 / A_p . \quad (5.32)$$

Расчетное число секций по формуле (4.30) редко получается целым. При выборе целого числа секций радиатора допускают уменьшение расчетной площади A_p не более чем на 5 % (но не более чем на $0,1 \text{ м}^2$). Так поступают с целью ограничения отклонения от расчетной температуры в помещении (обычно приемлемо понижение на $1 \text{ }^\circ\text{C}$ в гражданских и на $2 \text{ }^\circ\text{C}$ в производственных зданиях). Поэтому, как правило, к установке принимают большее ближайшее число секций.

5.8. Регулирование теплопередачи отопительных приборов

Теплопотребности помещений, выявленные в расчетных условиях, определяют площадь отопительных приборов. Площадь является постоянной характеристикой каждого установленного прибора. Между тем, известно, что расчетные условия наблюдаются при отоплении зданий далеко не всегда. В течение отопительного сезона изменяется температура наружного воздуха, на здания эпизодически воздействуют ветер и солнечная радиация, тепловыделения в помещениях неравномерны. Поэтому для поддержания теплового режима помещений на заданном уровне необходимо в процессе эксплуатации регулировать теплопередачу отопительных приборов.

Эксплуатационное регулирование теплового потока отопительных приборов может быть качественным и количественным.

Качественное регулирование достигается изменением температуры теплоносителя, подаваемого в систему отопления. Качественное регулирование по месту осуществления может быть центральным, проводимым на тепловой станции, и местным, выполняемым в тепловом пункте здания. В жилищном строительстве проводят также групповое регулирование в центральных тепловых пунктах (ЦТП).

Местное качественное регулирование должно дополнять центральное регулирование, которое проводится с ориентацией на некоторое обезличенное

здание в районе действия станции. Кроме того, оно может нарушаться по различным причинам, в том числе из-за необходимости обеспечивать нагревание воды в системе горячего водоснабжения. При местном регулировании учитывают особенности каждого здания, системы отопления и даже ее отдельной части.

В системе парового отопления пределы качественного регулирования ограничены и такое регулирование, как правило, не проводится.

Количественное регулирование теплопередачи приборов осуществляется изменением количества теплоносителя (воды или пара), подаваемого в систему или прибор. По месту проведения оно может быть не только центральным и местным, но и индивидуальным, т. е. выполняемым у каждого отопительного прибора.

Центральное и местное регулирование в системах парового отопления - количественное: при изменении температуры наружного воздуха меняется количество пара, поступающего в систему, или пар подается с большим или меньшим перерывом. В первом случае проводится так называемое пропорциональное регулирование, во втором - регулирование "пропусками" (теплоноситель подается периодически). В системах парового отопления применяют также индивидуальное количественное регулирование теплопередачи приборов.

В системах водяного отопления центральное и местное качественное регулирование также дополняется местным и индивидуальным количественным регулированием теплопередачи приборов. При индивидуальном количественном регулировании теплопередача водяного прибора изменяется вследствие изменения средней температуры воды в нем, теплопередача парового прибора - из-за отклонения температуры конденсата от температуры пара.

Таким образом, в процессе эксплуатации паровых систем отопления осуществляется только количественное регулирование, водяных систем

отопления - качественно-количественное регулирование теплопередачи приборов.

Эксплуатационное регулирование теплопередачи приборов может быть автоматизировано. Местное автоматическое регулирование в тепловом пункте здания обычно проводят, ориентируясь на изменение температуры наружного воздуха (этот способ регулирования называют “по возмущению”). Индивидуальное автоматическое регулирование теплопередачи прибора происходит при отклонении температуры воздуха в помещении от заданного уровня (регулирование “по отклонению”).

Для индивидуального автоматического регулирования применяют регуляторы температуры прямого и косвенного действия (термоклапаны).

Для индивидуального ручного регулирования теплопередачи приборов служат краны и вентили. Ручное регулирование теплопередачи радиаторов и конвекторов эффективно в том случае, когда доля отключаемой нагревательной поверхности составляет не менее 0,5 (для бетонных панелей 0,7).

При паровом отоплении для ручного регулирования применяют вентили с золотником, приточенным к поверхности седла (без прокладки). В системах отопления с высокотемпературной водой используют краны вентильного типа с золотником, также без прокладки.

Конструкцию регулирующего крана выбирают в зависимости от вида системы водяного отопления. В двухтрубных системах применяют краны индивидуального регулирования, отвечающие двум требованиям: они имеют повышенное гидравлическое сопротивление и допускают проведение монтажно-наладочного (первичного) и эксплуатационного (вторичного) количественного регулирования. Эти краны называют кранами “двойной регулировки”.

В одноконтурных системах водяного отопления используют краны индивидуального регулирования, обладающие незначительным гидравлическим сопротивлением. Эти краны не имеют приспособлений для

осуществления первичного регулирования и являются кранами только эксплуатационного (вторичного) регулирования.

Для индивидуального ручного регулирования теплопередачи приборов применяют также воздушные клапаны в кожухе конвекторов (см. рис. 5.6, *а*). Воздушным клапаном в конвекторе регулируется количество воздуха, циркулирующего через нагреватель конвектора. Достоинством этого способа регулирования, так называемого регулирования “по воздуху”, является сохранение постоянного расхода теплоносителя в отопительных приборах.

При индивидуальном количественном регулировании теплопередача прибора изменяется постепенно - прибор обладает тепловой инерцией, причем охлаждается прибор медленнее, чем нагревается ($z_{\text{охл}} > z_{\text{нагр}}$). Наибольшей тепловой инерцией характеризуются, как известно, бетонные панели. Так как тепловая инерция стальных радиаторов и конвекторов меньше инерции чугунных радиаторов и, тем более, бетонных панелей, то и процесс регулирования их теплопередачи будет ускорен. Например, для стальных панельных радиаторов остаточная теплопередача через 1 ч после их выключения составляет примерно 15 % начальной. Это вдвое меньше, чем для чугунных радиаторов (30 %), а полный тепловой поток в течение первого часа после выключения, соответственно, 45 и 60 %. Следовательно, регулирование теплопередачи отопительных приборов тем эффективнее и быстрее отражается на температуре помещений, чем меньше масса теплоносителя в приборах и самих приборов.