

В действующих нормах t_n не рассчитывается, а определяется по таблицам в зависимости от тепловой массивности ограждения. Значения t_n приведены на стр. 32.

Для отдельных ограждений на расчетную разность температур $t_b - t_n$ вводят поправочный коэффициент n , значения которого приведены в СНиП. Коэффициент n учитывает уменьшение расчетной разности температур для ограждений, которые отделяют отапливаемые помещения от неотапливаемых и непосредственно не соприкасаются с наружным

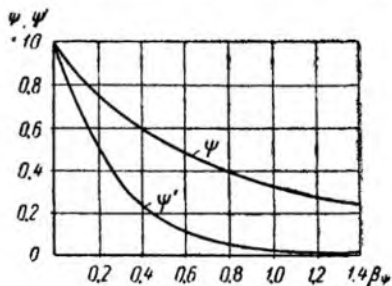


Рис. II.8. Значения коэффициентов ψ и ψ' теплоинерционности ограждения

воздухом. Для точного расчета $(t_b - t_n)n$ нужно составить тепловой баланс неотапливаемого помещения и определить его температуру.

Формула для определения $R_{o,тр}$ с учетом регламентации величин, входящих в (II.47), должна быть записана в виде:

$$R_{o,тр} \geq R_b \frac{(t_b - t_n)n}{\Delta t^n} \quad (II.50)$$

В формуле (II.50) удобно заменить отношение $\frac{\Delta t^n}{R_b}$ равным ему нормируемым потоком тепла через ограждение

$$q_n = \frac{\Delta t^n}{R_b} \quad (II.51)$$

и записать $R_{o,тр}$ в виде:

$$R_{o,тр} = \frac{(t_b - t_n)n}{q_n} \quad (II.52)$$

Значения q_n приведены в табл. II.6.

Теплообмен внутри помещения, особенно при лучистом или воздушном отоплении, оказывается довольно сложным. В этом случае правильнее заранее не задавать величину R_b [(формула (II.11)] и определять не $R_{o,тр}$, а $R'_{o,тр} = R_{o,тр} - R_b$. Величина $R'_{o,тр}$ есть требуемое сопротивление теплопередаче от внутренней поверхности ограждения к наружному воздуху. В величине $R'_{o,тр}$ исключен теплообмен на поверхности в помещении. При ее определении расчет ведется относительно внутренней поверхности ограждения, минимально допустимая температура которой определена величиной $\tau_b^{доп}$.

Формула для определения $R'_{o,тр}$ имеет вид:

$$R'_{o,тр} = \frac{(\tau_b^{доп} - t_n)n}{q_n} \quad (II.53)$$

Значения $\tau_b^{доп} = t_b - \Delta t^n$ даны в табл. II.6.

2. ОПТИМАЛЬНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ ОГРАЖДЕНИЯ

Определение $R_{0\text{ опт}}$ является сложной технико-экономической задачей, которая может быть решена аналитически с учетом некоторых упрощающих предпосылок.

Экономической характеристикой, определяющей рациональность конструктивного решения ограждения, являются приведенные затраты Π в руб. на 1 м^2 ограждения. Оптимальное сопротивление $R_{0\text{ опт}}$ соответствует минимуму функции Π и может быть определено в общем случае из уравнения

$$\frac{\partial \Pi}{\partial R_0} = 0, \quad (\text{II.54})$$

В простейшем случае, если пренебречь изменениями капитальных затрат на системы отопления и кондиционирования воздуха и ограничиться рассмотрением только ограждения, то

$$R_{0\text{ опт}} = \left[\frac{(t_{\text{в}} - t_{0\text{.c}}) \Delta z_{0\text{.c}} 24 K_{\text{T}} T_{\text{н}}}{\lambda_{\text{из}} K_{\text{из}}} \right]^{1/2}. \quad (\text{II.55})$$

где $t_{0\text{.c}}$ и $\Delta z_{0\text{.c}}$ — средняя температура и продолжительность отопительного сезона;

K_{T} — стоимость тепла;

$\lambda_{\text{из}}, K_{\text{из}}$ — коэффициент теплопроводности и стоимость теплоизоляции в конструкции ограждения;

$T_{\text{н}}$ — нормативный срок окупаемости дополнительных капитальных вложений.

Если задачу несколько усложнить и учесть изменение капитальных затрат на систему отопления и отчисления на амортизацию и текущий ремонт, то $R_{0\text{ опт}}$ будет равно:

$$R_{0\text{ опт}} = \left[\frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) K_{\text{с.о}} (1 + C_{\text{с.о}} T_{\text{н}}) + (t_{\text{в}} - t_{0\text{.c}}) \Delta z_{0\text{.c}} 24 T_{\text{н}} K_{\text{T}}}{\lambda_{\text{из}} K_{\text{из}} (1 + C_{\text{огр}} T_{\text{н}})} \right]^{1/2}. \quad (\text{II.56})$$

где $K_{\text{с.о}}$ — изменение капитальных затрат на систему отопления, руб., при изменении ее тепловой мощности на 1 Вт (ккал/ч);

$C_{\text{с.о}}$ и $C_{\text{огр}}$ — ежегодные отчисления на амортизацию и текущий ремонт от затрат на систему отопления и ограждение в $1/\text{год}$.

Последовательность рассмотрения задачи остается прежней и при наличии в здании системы летнего охлаждения или круглогодичного кондиционирования. В расчете должны быть учтены изменения капитальных затрат на систему кондиционирования, а также стоимость холода, который расходуется летом на ассимиляцию тепла, поступающего через ограждения. С учетом некоторых упрощающих предпосылок формула для определения $R_{0\text{ опт}}$ при круглогодичном обеспечении системами заданного микроклимата в помещениях жилых и общественных зданий может быть записана в виде:

$$R_{0\text{ опт}} = \left[\frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) K_{\text{с.о}} (1 + C_{\text{с.о}} T_{\text{н}}) + (t_{\text{в}} - t_{0\text{.c}}) \Delta z_{0\text{.c}} 24 T_{\text{н}} K_{\text{T}}}{\lambda_{\text{из}} K_{\text{из}} (1 + C_{\text{огр}} T_{\text{н}})} + \frac{(t_{\text{усл.о}} - t_{\text{в.л}}) K_{\text{с.к}} (1 + C_{\text{с.к}} T_{\text{н}}) + (t_{\text{усл.охл}} - t_{\text{в.л}}) \Delta z_{\text{охл}} 24 T_{\text{н}} K_{\text{Х}}}{\lambda_{\text{из}} K_{\text{из}} (1 + C_{\text{огр}} T_{\text{н}})} \right]^{1/2}. \quad (\text{II.56a})$$

где K_x — стоимость холода;
 $t_{в.л}$ — температура в помещении летом;
 $t_{усл.о}$ — расчетная условная наружная температура для летнего периода года;
 $t_{усл.охл}$, $\Delta z_{охл}$ — средняя условная температура и продолжительность охлаждающего периода (периода работы системы искусственного охлаждения помещения).

Характеристики с индексом «с.к.» относятся к системе летнего кондиционирования.

3. ПРИВЕДЕННОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ ОГРАЖДЕНИЯ

Конструкции ограждения современных зданий из крупноразмерных элементов имеют определенное своеобразие. В стеновых панелях большие оконные проемы (20—25% площади), размеры панелей небольшие (около 10 м²). Примыкания перегородок и междуэтажных перекрытий к наружным стенам занимают относительно большую площадь. Панели обычно имеют бетонные ребра и обрамления, которые создают в толще теплоизоляционного слоя теплопроводные включения. По площади наружной стены практически нет участков, в пределах которых передачу тепла можно было бы считать одномерной. За счет перечисленных особенностей конструктивного решения потери тепла по всей площади ограждения оказываются часто большими, чем рассчитанные в предположении одномерности температурного поля. Точный расчет может быть выполнен путем определения температурного поля конструкции с учетом всех ее особенностей на электроинтеграторе или ЭВМ. Однако в практике проектирования проведение такого расчета часто оказывается сложным.

Для правильного расчета теплотерь через ограждения сложной конструкции необходимо использовать приведенное сопротивление теплопередаче ограждения $R_{о.пр}$.

Таблица П.7

Значения фактора формы характерных элементов ограждения

Характерный элемент ограждения и обозначение фактора формы	Фактор формы f характерного элемента	
	по наружному обмеру	по внутреннему обмеру
Наружный угол $f_{н.у}$	0,68	1,18
Внутренний угол $f_{в.у}$	1,18	0,68
Откос проема в ограждении $f_{отк}$	1,5	1,5
Стык однородных внутреннего и наружного ограждений (в одну сторону от оси стыка) $f_{ст}$	1—0,7*	1—1,3*
Теплопроводное включение $f_{вкл}$ (в одну сторону от оси включения)	$1 + \frac{b}{4\lambda} (k_{т.в} - k)^{**}$	

* Первая цифра соответствует малой толщине примыкающей конструкции, вторая — толщине одного порядка с наружной стеной

** В указанной формуле b — ширина включения, $k_{т.в}$, k — коэффициенты теплопередачи, рассчитанные соответственно по сечению теплопроводного включения и по сечению основной конструкции.

Приведенное сопротивление теплопередаче сложного ограждения $R_{о.пр}$ равно сопротивлению теплопередаче однородного ограждения, по-

тери тепла через которое при равной площади равны теплопотерям через сложное ограждение.

Характерные для наружной стены двумерные элементы — это наружный и внутренний углы наружных конструкций, откос оконного проема, стык внутренней конструкции с наружной и теплопроводные включения. В результате рассмотрения теплопередачи в двумерных элементах определены факторы формы f для каждого случая (табл. II.7).

Величины f показывают, во сколько раз теплопотери через единицу длины характерного двумерного элемента шириной bf больше потери тепла по глади ограждения такой же площади. Общие потери тепла ограждением, имеющим несколько двумерных элементов с различными значениями f_i и разной протяженности l_i , можно определить в виде суммы:

$$Q = \frac{1}{R_0} F_0 (t_{в} - t_{н}) + \frac{1}{R_0} \sum bf_i l_i (f_i - 1) (t_{в} - t_{н}), \quad (\text{II.57})$$

где F_0 , R_0 — площадь и сопротивление теплопередаче глади ограждения.

В то же время величина Q с помощью $R_{0,пр}$ может быть выражена в виде:

$$Q = \frac{1}{R_{0,пр}} F_0 (t_{в} - t_{н}). \quad (\text{II.58})$$

Приравнивая правые части уравнений (II.57) и (II.58), получим аналитическую зависимость для определения приведенного сопротивления теплопередаче ограждения:

$$R_{0,пр} = R_0 \frac{1}{1 + \frac{1}{F_0} \sum bf_i (f_i - 1) l_i}. \quad (\text{II.59})$$

По формуле (II.59) можно определить $R_{0,пр}$ для ограждения, в котором для всех элементов с двумерными температурными полями определены факторы формы. Для многослойных панелей, имеющих сложные обрамляющие ребра, включения и т.д., теоретическое решение невозможно, и значения $R_{0,пр}$ могут быть получены расчетом температурного поля.

Например, для простенков типовых трехслойных стеновых панелей $R_{0,пр}$ приближенно равно:

$$\left. \begin{aligned} R_{0,пр} &= 0,52 R_0 + (0,26 \div 0,07) \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт} \\ [R_{0,пр} &= 0,6 R_0 + (0,3 \div 0,08) \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}/\text{ккал}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{II.59a})$$

где 0,26(0,3) относится к утеплителю с $\lambda = 0,18(0,15)$, а 0,07(0,08) к утеплителю с $\lambda = 0,09(0,08)$.

4. ТРЕБУЕМАЯ ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ ОГРАЖДЕНИЯ

Теплоустойчивость наружных ограждений не должна допускать больших изменений температуры на внутренней поверхности: зимой — при разовых понижениях температуры, летом — при суточных колебаниях температуры и интенсивности солнечной радиации.

При выборе зимней расчетной температуры $t_{н}$ принимается во внимание теплоинерционность ограждения, поэтому расчет $R_{0,пр}$ одновре-

менно учитывает теплоустойчивость ограждения при разовом понижении температуры зимой. Кроме того, в СНиП предлагается $R_{0,тр}$ наружных стен помещений с повышенным коэффициентом обеспеченности увеличивать на 10% для однослойных и на 20% для многослойных панелей. Для наружных ограждающих конструкций этой же категории помещений при $D \leq 2,5$ предлагается $R_{0,тр}$ увеличивать на 30%.

В летних условиях теплоустойчивость наружных ограждений не должна допускать колебания температуры на их внутренней поверхности с амплитудой A_{τ_b} более допустимой $A_{\tau_b}^{доп}$, равной по СНиП:

$$A_{\tau_b}^{доп} = 2,5 - 0,1(t_{VII} - 20). \quad (II.60)$$

где t_{VII} — средняя за июль (самый жаркий месяц) температура наружного воздуха.

Определение A_{τ_b} необходимо проводить при $t_{II} = \text{const}$ в условиях расчетных летних суток при колебаниях условной наружной температуры, учитывающей действие солнечной радиации.

Проверка на теплоустойчивость для летних условий не требуется, если $D > 4$ для стен и $D > 5$ для перекрытий или $t_{VII} \leq 20^\circ \text{C}$.

Теплоустойчивость полов определяется показателем тепловой активности B_0 его поверхности, который для однородной конструкции равен коэффициенту тепловой активности материала:

$$B_0 = \sqrt{\lambda c p}, \quad (II.61)$$

Его величина должна быть не более $B_{тр}$, которая для помещений повышенной обеспеченности равна 700 (10), высокой и средней обеспеченности 840 Дж/(м²·с^{1/2}·К) [12 ккал/(м²·ч^{1/2}·°С)]. Для второстепенных помещений и при $t_b \geq 23^\circ \text{C}$ величина B_0 не нормируется.

5. ТЕПЛОЗАЩИТА СВЕТОВЫХ ПРОЕМОВ И ДВЕРЕЙ

Требуемое сопротивление теплопередаче заполнений световых проемов в зависимости от разности расчетных температур внутреннего и наружного воздуха и назначения помещения приведено в СНиП. Его величина может изменяться от 0,155 (0,18) до 0,575 (0,60).

Сопротивление теплопередаче дверей (кроме балконных) и ворот рекомендуется принимать не менее 0,6 от $R_{0,тр}$, определенного по формуле (II.50) для стен здания.

Значения R_0 различных конструкций заполнения световых и дверных проемов приведены в табл. II.8.

6. ТРЕБУЕМЫЕ ВОЗДУХО- И ВЛАГОЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА ОГРАЖДЕНИЯ

Наибольшей воздухопроницаемостью обладают окна. Воздух фильтруется через примыкание оконной коробки к откосу проема, притворы, стыки стекла с переплетом. Количество воздуха, проникающего через окно, зависит от герметичности конструкции окна, внутренних и внешних условий, этажности, а также от расположения окна в здании.

Таблица II.8

**Сопrotивления теплопередаче и коэффициенты теплопередачи
заполнений световых проемов и дверей**

Конструкция заполнения проемов	$R_{0,0}$, м ² ·К/Вт× × (°С·м ² ·ч/ккал)	Значения k для расчета теплототерь в зданиях	
		крупнопанель- ных	кирпичных
Одинарное остекление в оди- нарном переплете	0,17(0,2)	5,8(5)	—
Двойное остекление в спарен- ных переплетах	0,34(0,4)	2,9(2,5)	3,5(3)
То же, в отдельных двойных переплетах	0,38(0,44)	2,7(2,3)	3,15(2,7)
Тройное остекление (одинарное плюс спаренное)	0,52(0,6)	2,0(1,7)	2,3(2)
Остекление из пустотных стек- лянных блоков на тяжелом растворе	0,43(0,5)	2,3(2,0)	—
То же, на легком растворе	0,52(0,6)	2,0(1,7)	—
Наружные деревянные двери и ворота одинарные	0,21(0,25)	4,6(4,0)	4,6(4,0)
То же, двойные	0,43(0,5)	2,3(2,0)	2,3(2,0)
Двери стеклянные одинарные	0,15(0,18)	6,4(5,5)	6,4(5,5)
То же, двойные	0,27(0,31)	3,7(3,2)	3,7(3,2)
Магазинные витрины, венти- лируемые	0,21(0,25)	4,6(4,0)	4,6(4,0)
Витражи со стальными пере- плетами	0,26(0,3)	3,8(3,3)	3,8(3,3)
Внутренние двери одинарные	0,34(0,4)	2,9(2,5)	2,9(2,5)

Примечания: 1. Значения коэффициентов теплопередачи приведены для окон и дверей в деревянных переплетах и коробках. При применении металлических и железобетонных переплетов и коробок указанные величины следует увеличить на 10%.

2. В крупнопанельных зданиях потери тепла через откосы оконного проема учитываются $R_{0,0}$ по наружной стене; в кирпичных зданиях — коэффициентом теплопередачи окна.

Допустимые значения воздухопроницаемости окон $j_{0,тр}$ принимают в зависимости от расчетной температуры наружного воздуха

Расчетная тем- пература на- ружного воз- духа, °С	—10 и выше	—11...—20	—21...—30	—31...—40	—41...—50	—51 и ниже
$j_{0,тр}$, кг/м ² ·ч	25	17	13	11	9	8

Наружные стены и перекрытия должны иметь сопротивление воздухопроницанию R_n не ниже требуемого $R_{n,тр}$, равного по СНиП:

$$R_n \geq R_{n,тр} = \beta_n \Delta p, \quad (II.62)$$

где Δp — разность давлений воздуха у внутренней и наружной поверхностей ограждения первого этажа с наветренной стороны;

β_n — коэффициент, принимаемый равным 2÷5 в зависимости от вида ограждения и назначения здания.

Внутренние перекрытия в здании, двери в квартиры, внутренние капитальные стены должны иметь максимально возможное по конструктивным решениям значение сопротивления воздухопроницанию. Это предотвратит заметное перетекание загрязненного воздуха из нижних этажей в верхние, что особенно важно для многоэтажных зданий.

Влагозащитные свойства конструкции должны быть такими, чтобы влажность материалов ограждений при нормальных условиях эксплуатации была не больше допустимой. Допустимые значения влажности для различных материалов в конструкции даны в таблице СНиП. Для предупреждения переувлажнения материалов рекомендуется внутренние слои ограждения делать более плотными и менее паропроницаемыми. Желательно, чтобы сопротивление паропроницаемости внутренней части конструкции для помещений влажных и с нормальным влажностным режимом было больше требуемого $R_{птр} = 57,5 \cdot 10^8 \text{ м}^2 \cdot \text{Па} \cdot \text{ч/кг}$ ($12 \text{ м}^2 \cdot \text{мм рт. ст. ч/г}$) или больше сопротивления паропроницаемости наружной части ограждения в 1,2 (при нормальной влажности помещения) и в 1,5 раза (для влажных помещений). Наружные ограждения помещений с сухим режимом, однослойные или герметичные конструкции имеют удовлетворительный влажностный режим. В остальных случаях требуется проверка влажностного режима ограждения расчетом.

В районах с продолжительными дождями и ветром необходимо применять наружные стены с водонепроницаемым слоем с наружной стороны или с экранами.

В многослойных ограждениях с влагонепроницаемыми внутренними и наружными слоями утеплитель не должен иметь повышенной влажности.

§ 17. ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ ПОМЕЩЕНИЯ

Температура помещения остается неизменной, если поступление тепла отопительных приборов равно недостатку тепла в помещении. Если теплопоступления периодически изменяются при неизменных потерях тепла, то в помещении наблюдаются колебания температуры воздуха и радиационной температуры. Ограждения, все предметы, воздух под влиянием этих изменений периодически поглощают или отдают тепло. Чем больше способность поглощать тепло у ограждений и предметов, поверхности которых обращены в помещение, тем меньше в помещении колебания температуры и тем больше его теплоустойчивость.

Теплоустойчивостью помещения называется его свойство поддерживать относительное постоянство температуры при периодически изменяющихся теплопоступлениях.

Интенсивность колебания температуры в помещении будет также зависеть от степени неравномерности лучистой и конвективной составляющих теплоотдачи приборов и их соотношения.

По характеру изменения во времени все возможные виды поступлений и потерь тепла можно разделить на гармонические и прерывистые. Сложные случаи подачи тепла могут быть представлены их сочетанием.

Имеется определенная специфика в теплоустойчивости помещения при лучистых и конвективных поступлениях тепла, связанная с разной последовательностью передачи тепла к воздуху и поверхностям помещения.

При рассмотрении задачи теплоустойчивости пользуются методом наложения (суперпозиции), основанным на независимости действия отдельных тепловых возмущений. Совместный эффект действия всех источников и стоков тепла получают суммированием частных результатов.

Коэффициент неравномерности теплопередачи отопительного прибора M при периодически изменяющемся отоплении определяется по формуле

$$M = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{2Q_{\text{ср}}}, \quad (\text{II.63})$$

где $Q_{\text{ср}}$, Q_{\max} , Q_{\min} — средняя, максимальная и минимальная теплопередача прибора.

Если теплопередача прибора изменяется по закону правильного гармонического колебания, то

$$\frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{2} = A_Q \quad (\text{II.64})$$

есть амплитуда изменений теплопередачи, а

$$M = A_Q / Q_{\text{ср}}. \quad (\text{II.65})$$

Для нетеплоемкого отопительного прибора при отоплении помещения «пропусками» коэффициент M можно получить аналитически. В период нагревания (натопы) продолжительностью $z_{\text{н}}$ часов отопительный прибор отдает в помещение тепло, которое в данном случае нужно обозначить как Q_{\max} . При отсутствии теплоподачи (в перерыве между натопами) продолжительностью $z_{\text{п}}$ часов теплопередача прибора равна нулю, т. е. $Q_{\min} = 0$. Такой режим подачи тепла называют прерывистым.

Средняя теплопередача прибора за весь период $T = z_{\text{н}} + z_{\text{п}}$ равна:

$$Q_{\text{ср}} = \frac{Q_{\max} z_{\text{н}}}{z_{\text{н}} + z_{\text{п}}}. \quad (\text{II.66})$$

Коэффициент M при прерывистой подаче тепла равен:

$$M = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{2Q_{\text{ср}}} = \frac{z_{\text{н}} + z_{\text{п}}}{2z_{\text{н}}}. \quad (\text{II.67})$$

Для теплоемких приборов коэффициент M может быть определен экспериментально. Например, для теплоемких отопительных печей экспериментальные значения M даются в зависимости от размеров печи, толщины ее стенок и числа топок в сутки.

Теплоустойчивость помещения, определяющую изменение его теплового режима, можно охарактеризовать показателями теплоусвоения $Y_{\text{пом}}$ и теплопоглощения $P_{\text{пом}}$ помещения. Рассмотрим эти показатели применительно к задаче прерывистого отопления.

В качестве показателя теплоусвоения помещения $Y_{\text{пом}}$ примем суммарное теплоусвоение всех поверхностей ограждений помещения:

$$Y_{\text{пом}} = \sum Y_i F_i, \quad (\text{II.68})$$

где Y_i , F_i — коэффициенты теплоусвоения и площади поверхности отдельных ограждений

Показатель теплопоглощения помещения $P_{\text{пом}}$ в основном учитывает поглощательную способность ограждений $P_{\text{огр}}$ и вентиляционный воздухообмен $P_{\text{вен}}$ и равен их сумме (в полном расчете необходимо учитывать мебель, оборудование, воздух объема помещения):

$$P_{\text{пом}} = P_{\text{огр}} + P_{\text{вен}}. \quad (\text{II.69})$$

Если коэффициенты теплопоглощения отдельных поверхностей, выходящих в помещение, обозначить B_i , а их площади по внутреннему обмеру F_i , то их суммарная теплопоглощательная способность будет равна:

$$P_{\text{огр}} = \sum B_i F_i = \frac{1}{\frac{1}{\sum Y_i F_i} + \frac{1}{\sum \alpha_i F_i}} = \frac{1}{\frac{1}{Y_{\text{пом}}} + \frac{1}{\Lambda_{\text{пом}}}}, \quad (\text{II.70})$$

где α_i — коэффициенты теплообмена на отдельных поверхностях в помещении;

$\Lambda_{\text{пом}}$ — показатель интенсивности теплообмена на всей площади ограждений в помещении;

$$\Lambda_{\text{пом}} = \Sigma \alpha_i F_i = \bar{\alpha} \Sigma F_i; \quad (\text{II.71})$$

$\bar{\alpha}$ — осредненное по всем поверхностям в помещении значение коэффициента теплообмена.

При прерывистой подаче тепла коэффициент теплопоглощения ограждений равен:

$$P_{\text{огр}} = \frac{1}{\frac{\Omega}{Y_{\text{пом}}} + \frac{1}{\Lambda_{\text{пом}}}}; \quad (\text{II.72})$$

где Ω — коэффициент прерывистости, определяемый в зависимости от отношения времени нагревания (натопы) z_n к общему периоду изменения подачи тепла $T = z_n + z_{\text{от}}$:

z_n/T	0	$1/8$	$1/4$	$3/8$	$1/2$	$5/8$	$3/4$	$7/8$	1
Ω	0	0,73	0,84	0,84	0,76	0,63	0,45	0,24	0

Теплопоглощение в помещении в результате вентиляционного воздухообмена $P_{\text{вен}}$ равно:

$$P_{\text{вен}} = Lc_p. \quad (\text{II.73})$$

Применительно к рассматриваемой задаче будем считать, что изменение температуры воздуха в помещении соответствует изменению температуры помещения $t_{\text{п}}$ (см. § 3) и показатель теплопоглощения равен:

$$P_{\text{пом}} = \frac{0,9 A_Q}{A_{t_{\text{п}}}}. \quad (\text{II.74})$$

Результатом расчета теплоустойчивости помещения является определение наибольших отклонений температуры помещения от ее средних значений $A_{t_{\text{п}}}$. При гармонических колебаниях теплоступлений $A_{t_{\text{п}}}$ по (II.74) равно:

$$A_{t_{\text{п}}} = \frac{0,9 A_Q}{P_{\text{пом}}} = \frac{0,9 M Q_{\text{ср}}}{\frac{1}{1/Y_{\text{пом}} + 1/\Lambda_{\text{пом}}} + Lc_p}. \quad (\text{II.75})$$

При прерывистых теплоступлениях

$$Q_{\text{макс}} = 2M Q_{\text{ср}}; \quad (\text{II.76})$$

$$A_{t_{\text{п}}} = \frac{0,9 Q_{\text{макс}}}{P_{\text{пом}}} = \frac{1,8 M Q_{\text{ср}}}{\frac{1}{\Omega/Y_{\text{пом}} + 1/\Lambda_{\text{пом}}} + Lc_p}. \quad (\text{II.77})$$

Из формулы (II.76) следует, что тепловая мощность системы отопления при периодическом отоплении должна быть заметно больше, чем при постоянном отоплении. В период подачи тепла (натопы) расчетные теплоступления от отопления $Q_{\text{от}}$ должны быть равны максимальным:

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{макс}} = Q_{\text{ср}} + A_Q. \quad (\text{II.78})$$

При отоплении пропусками или сменной работе системы ее установочная мощность $Q_{\text{от}}$ по (II.76) должна быть равна:

$$Q_{\text{от}} = 2M Q_{\text{ср}}. \quad (\text{II.79})$$

где $Q_{\text{ср}}$ — средний за сутки дефицит тепла в помещении, который должна компенсировать система отопления.

В то же время режим работы системы (неравномерность теплоотдачи, продолжительность натопа, перерыв в работе) должен быть определен по допустимому колебанию температуры в помещении при прерывистом отоплении. Из формулы (II.77)

$$M = \frac{A_{\text{тн}}^{\text{доп}}}{1,8Q_{\text{ср}}} \left(\frac{1}{\Omega/Y_{\text{пом}} + 1/\Delta_{\text{пом}}} + L_{\text{ср}} \right), \quad (\text{II.80})$$

а по (II.67)

$$z_{\text{н}} = \frac{T}{2M}. \quad (\text{II.81})$$

Следует отметить, что во всех приведенных формулах величины $P_{\text{пом}}$, $Y_{\text{пом}}$, Ω должны определяться для периода $T = z_{\text{н}} + z_{\text{п}}$.

Охлаждение помещения при отключении отопления. Теплоустойчивость помещений обычно связывают с установившимися периодическими тепловыми воздействиями, но теплоинерционные свойства проявляются также и при других изменениях теплового режима. Для выбора отопления нужно знать, как различные помещения реагируют на прекращение или частичное изменение подачи тепла. Возможно аварийное отключение отопления; при центральном теплоснабжении подача тепла в систему отопления связана с водоразбором в работающих параллельно с ней системах горячего водоснабжения. При прекращении подачи тепла помещение начинает постепенно охлаждаться. Вначале резко снижается температура воздуха $t_{\text{в}}$, достигая уровня осредненной температуры поверхностей $t_{\text{к}}$. Затем температура во всех точках начинает понижаться одновременно, основные потери тепла происходят через окна.

Процесс охлаждения можно достаточно точно рассчитать, пользуясь методом определения теплоустойчивости помещения при прерывистой подаче тепла. Разовое отключение системы можно рассматривать как прерывистую подачу с периодом большой продолжительности.

Возможен и другой подход, который заключается в следующем. Переходный тепловой процесс выхолаживания помещения подобен охлаждению тела. В этом процессе вначале (непродолжительное время) происходит неупорядоченное (иррегулярное) изменение температуры, которое быстро сменяется регулярным режимом понижения температуры.

Применительно к помещению в целом оказывается справедливой общая закономерность регулярного режима охлаждения, согласно которой скорость изменения логарифма избыточной температуры — темп охлаждения K является постоянной и независимой от координат точки, времени, начального распределения температуры. Натурными наблюдениями и лабораторными экспериментами определены значения коэффициента K , которые заметно отличаются друг от друга в зависимости от конструктивного решения здания, вида строительных материалов, положения помещения в здании. В табл. II.9 даны примерные значения коэффициента K , имея которые можно рассчитать понижение температуры в помещении во времени после прекращения или уменьшения подачи

Таблица П.9

Показатель темпа охлаждения помещений зданий

Здания	Теплоемкость внутренних конструкций, отнесенная к 1 м ³ здания, кДж/К м ³ (ккал/°С·м ³)	Темп охлаждения $K \cdot 10^3$
Кирпичные с массивными наружными стенами из кирпича толщиной 0,65 м:		
полнотелого красного	210—250 (50—60)	10—15
семищелевого	167 (40)	19
Крупнопанельные с наружными стенами:		
средней массивности, керамзитобетонными, однослойными, толщиной 0,3—0,4 м	167—180 (40—43)	20
малой массивности, трехслойными с минеральной ватой, толщиной 0,25—0,3 м	167—180 (40—43)	22
малой массивности, трехслойными со стиропором, толщиной 0,15—0,2 м	150 (36)	30
легкими, трехслойными с сотопластом, толщиной 0,1—0,15 мм	130 (31)	33
Деревянные с наружными стенами малой массивности, каркасными с заполнением деревянными щитами, толщиной 0,1—0,15 м	84—105 (20—25)	40—60

тепла. При частичном изменении поступлений тепла конечной температурой переходного процесса является температура нового стационарного режима при измененной теплоподаче. Значение коэффициента K несколько изменяется во времени, что связано с уменьшением коэффициентов конвективного и лучистого теплообмена, которые заметно влияют на темп охлаждения помещения. Скорость охлаждения помещения, определенная с постоянным значением K , обычно несколько больше фактической.

Пример П.2. Определить амплитуду колебания температуры A_n в помещении. В помещении система отопления при $t_n + 5^\circ\text{C}$ работает пропусками. Продолжительность нагрева (натопы) $z_n = 2$ ч, перерыв между натопами $z_n = 2$ ч, период $T = z_n + z_n = 4$ ч.

1. Наружная стена. Конструкция наружной стены: внутренняя штукатурка $\lambda_1 = 0,7$ (0,6); $c\rho_1 = 1,34 \cdot 10^6$ (320); $\delta_1 = 0,015$; кирпичная кладка $\lambda_2 = 0,815$ (0,7); $c\rho_2 = 1,59 \cdot 10^6$ (378); площадь $F_{н.с} = 12$ м².

а) Определяем положение слоя резких колебаний:

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0,015}{0,7} = 0,0215 \text{ (0,025);}$$

$$s_1 = \sqrt{\frac{2\pi\lambda_1 c\rho_1}{T}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,7 \cdot 1,34 \cdot 10^6}{4 \cdot 3600}} \approx 20,2 \text{ В т/(м}^2 \cdot \text{К)} [17,35 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C)}]$$

$$R_1 s_1 = 0,0215 \cdot 20,2 = 0,435 < 1,$$

Следовательно, слой резких колебаний заканчивается в кирпичной части стены, для которой

$$s_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,815 \cdot 1,59 \cdot 10^6}{4 \cdot 3600}} = 23,8 \text{ (20,5).}$$

6) Коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности наружной стены

$$Y_{н.с} = \frac{R_1 s_1^2 + Y_2}{1 + R_1 Y_2} = \frac{0,0215 \cdot 20,2^2 + 23,8}{1 + 0,0215 \cdot 23,8} = 21,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} [18,5 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C)}];$$

$$Y_2 = s_2 = 23,8 (20,5).$$

Показатель теплоусвоения всей площади наружной стены

$$Y_{н.с} F_{н.с} = 21,5 \cdot 12 = 258 \text{ Вт/К} [222 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{°C)}].$$

2 Окно двойное в деревянном переплете $K_{ок} = 3,14(2,7)$, $F_{ок} = 4,5$.
Для конструкции окна $s_1 = 0$, $Y_2 = \alpha_n$, поэтому

$$Y_{ок} = \frac{\alpha_n}{1 + R_1 \alpha_n} = \frac{23,3}{1 + 0,223 \cdot 23,3} = 3,78 (3,24);$$

$$R_1 = R_{ок} - R_B - R_n = \frac{1}{3,14} - \frac{1}{10,5} - \frac{1}{23,3} = 0,223 (0,26);$$

$$Y_{ок} F_{ок} = 3,78 \cdot 4,5 = 17,0 (14,6).$$

3. Пол Конструкция пола имеет сверху дощатый слой $\delta_1 = 0,04$ м; $\lambda_1 = 0,175(0,15)$; $ср_1 = 1,38 \cdot 10^6(330)$; площадь $F_{пл} = 20$

$$s_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,175 \cdot 1,38 \cdot 10^6}{4 \cdot 3600}} = 7,25 (6,25); \quad R_1 = \frac{0,04}{0,175} = 0,228 (0,266);$$

$$R_1 s_1 = 0,228 \cdot 7,25 = 1,67 > 1,$$

поэтому

$$Y_{пл} = s_1 = 7,25 (6,25);$$

$$Y_{пл} F_{пл} = 7,25 \cdot 20 = 145 (125).$$

4. Потолок. В конструкции перекрытия со стороны помещения железобетонная плита $\delta_1 = 0,05$; $\lambda_1 = 1,55(1,33)$; $ср_1 = 2 \cdot 10^6(480)$; площадь $F_{пт} = 20$.

$$s_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1,55 \cdot 2 \cdot 10^6}{4 \cdot 3600}} = 26 (22,3);$$

$$R_1 = \frac{0,06}{1,55} = 0,0387 (0,045);$$

$$R_1 s_1 = 0,0387 \cdot 26 = 1,01 > 1,$$

поэтому

$$Y_{пт} = s_1 = 26 (22,3); \quad Y_{пт} F_{пт} = 26 \cdot 20 = 520 (446).$$

5. Внутренние перегородки Гипсовые плиты $\delta = 0,08$; $\lambda = 0,256(0,22)$; $ср = 0,7 \cdot 10^6(168)$; площадь $F_{в.п} = 45$

$$s = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,256 \cdot 0,7 \cdot 10^6}{4 \cdot 3600}} = 6,28 (5,4).$$

Проверяем положение слоя резких колебаний относительно оси симметрии перегородки.

$$R = \frac{\delta/2}{\lambda} = \frac{0,04}{0,256} = 0,156 (0,182); \quad R s = 0,156 \cdot 6,28 = 0,98 < 1.$$

Следовательно, слой резких колебаний захватывает ось симметрии, поэтому определяем $Y_{в.п}$, считая на оси симметрии перегородки $Y_2 = 0$

$$Y_{в.п} = R s^2 = 0,156 \cdot 6,28^2 = 6,15 (5,28);$$

$$Y_{в.п} F_{в.п} = 6,15 \cdot 45 = 276 (238).$$

6. Влиянием остальных поверхностей пренебрегаем. Суммарное теплоусвоение всех поверхностей в помещении равно:

$$Y_{\text{пом}} = Y_{\text{н.с}} F_{\text{н.с}} + Y_{\text{ок}} F_{\text{ок}} + Y_{\text{пл}} F_{\text{пл}} + Y_{\text{пт}} F_{\text{пт}} + Y_{\text{в.п}} F_{\text{в.п}} = \\ = 258 + 17,0 + 145 + 520 + 276 = 1216 \text{ Вт/К} [1058,6 \text{ ккал}/(\text{ч}\cdot^\circ\text{C})],$$

7. Коэффициент прерывистости при $\frac{z_{\text{н}}}{T} = \frac{2}{4}$ (см. с. 59) равен $\Omega = 0,76$.

8. В помещении находятся четыре человека и воздухообмен рассчитан из условия $0,0111 \text{ м}^3/\text{с}$ ($40 \text{ м}^3/\text{ч}$) на одного человека, поэтому ($c_{\text{р}} = 1260 \text{ Дж}/\text{м}^3\cdot\text{К}$)

$$P_{\text{вент}} = Lc_{\text{р}} = 4 \cdot 0,0111 \cdot 1260 = 56 \text{ Вт/К} [48 \text{ ккал}/(\text{ч}\cdot^\circ\text{C})],$$

9. Показатель интенсивности теплообмена на поверхностях ($\bar{\alpha} = 4,2(3,6)$ в помещении $\Lambda_{\text{пом}}$ равен:

$$\Lambda_{\text{пом}} = \bar{\alpha} \Sigma F_t = 4,2 (12 + 4,5 + 20 + 20 + 45) = 415 \text{ Вт/К} [365 \text{ ккал}/(\text{ч}\cdot^\circ\text{C})].$$

10. По условию задачи расчетные теплотери помещения при $t_{\text{н}} = -26^\circ \text{C}$ $Q_{\text{от}} = 1050 \text{ Вт}$ ($900 \text{ ккал}/\text{ч}$), поэтому при $t_{\text{в}} = +5^\circ \text{C}$

$$Q_{\text{ср}} = 1050 \frac{18 - 5}{18 + 26} = 310 \text{ Вт} (265 \text{ ккал}/\text{ч}).$$

11. Коэффициент неравномерности теплопередачи отопительного прибора равен:

$$M = \frac{z_{\text{н}} + z_{\text{п}}}{2z_{\text{н}}} = \frac{2 + 2}{2 \cdot 2} = 1,$$

12. Амплитуда колебания температуры помещения равна:

$$A_{t_{\text{п}}} = \frac{1,8MQ_{\text{ср}}}{\frac{\Omega}{Y_{\text{пом}}} + \frac{1}{\Lambda_{\text{пом}}}} + Lc_{\text{р}} \frac{1}{\frac{0,76}{1216} + \frac{1}{415}} + 56 = 1,42^\circ \text{C}.$$

13. Значение $A_{t_{\text{п}}} = 1,42^\circ$ меньше допустимой величины колебания температуры при центральном отоплении, равной $1,5^\circ$, поэтому принятый режим прерывистого отопления допустим.

14. Цифры в знаменателе формулы для определения $A_{t_{\text{п}}}$ показывают долю участия каждой из составляющих в теплопоглощении помещения. Для того чтобы уменьшить $A_{t_{\text{п}}}$, можно уменьшить T , изменив, таким образом, $Y_{\text{пом}}$ или соотношение $z_{\text{н}}/T$, изменив M и Ω . С увеличением воздухообмена L будет уменьшаться $A_{t_{\text{п}}}$.

§ 18. РАСЧЕТНАЯ ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

1. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПОМЕЩЕНИЯ

Система отопления, как уже указывалось, предназначена для создания в помещениях здания температурной обстановки, соответствующей комфортной и отвечающей требованиям технологического процесса.

Выделяемое человеческим организмом тепло должно быть отдано окружающей среде так, чтобы человек не испытывал при этом ощущений холода или перегрева. Наряду с затратами на испарение с поверхности кожи и легких тепло отдается с поверхности тела конвекцией и излучением. Интенсивность отдачи тепла конвекцией в основном определяется температурой окружающего воздуха, а при отдаче лучеиспусканием — температурой поверхностей ограждений, обращенных в помещение.

Температура помещения зависит от тепловой мощности системы отопления, а также от расположения обогревающих устройств, теплозащитных свойств наружных ограждений, интенсивности других источников поступления и потерь тепла. В холодное время года помещение теряет тепло через наружные ограждения. Кроме того, тепло расходуется на нагревание наружного воздуха, который проникает в помещение через неплотности ограждений, а также на нагревание материалов, транспортных средств, изделий, одежды, которые охлажденными поступают с улицы в помещение. Системой вентиляции в помещение может подаваться воздух с более низкой температурой по сравнению с воздухом помещения, технологические процессы могут быть связаны с испарением жидкостей и другими процессами, сопровождающимися затратами тепла. При установившемся режиме потери равны поступлениям тепла. Тепло поступает в помещение от технологического оборудования, источников искусственного освещения, нагретых материалов и изделий, в результате прямого попадания через оконные проемы солнечных лучей, от людей. В помещении могут быть технологические процессы, связанные с выделением тепла (конденсация влаги, химические реакции и пр.).

Учет всех перечисленных источников поступления и потерь тепла необходим при составлении теплового баланса помещений здания.

Сведением всех составляющих прихода и расхода тепла в тепловом балансе помещения определяется дефицит или избыток тепла. Дефицит тепла ΔQ указывает на необходимость устройства в помещении отопления. Для определения тепловой мощности системы отопления составляют баланс часовых расходов тепла для расчетных зимних условий в виде:

$$Q_{от} = \Delta Q = Q_{огр} + Q_{вент} + Q_{техн}. \quad (II. 82)$$

где $Q_{огр}$ — потери тепла через наружные ограждения;

$Q_{вент}$ — расход тепла на нагревание воздуха, поступающего в помещение;

$Q_{техн}$ — технологические и бытовые тепловыделения.

Баланс составляется для условий, когда возникает наибольший при заданном коэффициенте обеспеченности дефицит тепла. Для гражданских зданий обычно принимают, что в помещении отсутствуют люди, нет освещения и других бытовых тепловыделений, поэтому определяющими расход тепла являются теплопотери через ограждения. В промышленных зданиях принимают в расчет интервал технологического цикла с наименьшими тепловыделениями.

Баланс тепла составляют для стационарных условий. Нестационарность процесса, теплоустойчивость помещений, периодичность работы системы отопления учитывают специальными расчетами на основе теории теплоустойчивости.

2. ПОТЕРИ ТЕПЛА ЧЕРЕЗ ОТДЕЛЬНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ И ПОМЕЩЕНИЕМ

Наибольшие потери тепла через отдельные ограждения определяются по формуле

$$Q_i = \frac{1}{R_{о.пр\ i}} (t_{н\ i} - t_{в}) n_i F_i \beta_i. \quad (II. 83)$$

где $R_{о.пр\ i}$ — приведенное сопротивление теплопередаче ограждения;

n_i — коэффициент, учитывающий фактическое понижение расчетной разности температур ($t_{ni} - t_n$) для ограждений, которые отделяют отапливаемое помещение от неотапливаемого (подвал, чердак и т. д.);

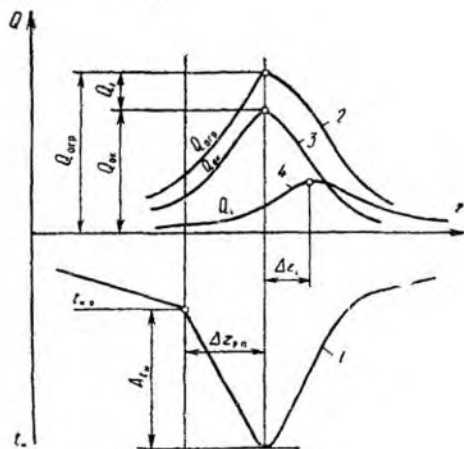
β_i — коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла через ограждение;

F_i — площадь ограждения.

Индекс i относит все обозначения к i -тому ограждению.

Рис. 11.9. Определение наибольших теплотерь помещения в период резкого похолодания

1 — кривая изменения наружной температуры;
2 — теплотери помещения, складывающиеся из теплотерь через окна 3, стены и перекрытия 4



Величина наибольших теплотерь будет соответствовать коэффициенту обеспеченности внутренних условий в помещении $K_{об}$, с учетом которого выбрано значение t_n .

Наружные ограждения обычно имеют различную теплоустойчивость. Через ограждение с малой теплоустойчивостью (окна, легкие конструкции) теплотери при похолодании будут резко возрастать, практически следуя во времени за изменениями температуры наружного воздуха. Через теплоустойчивые ограждения (стены, перекрытия) потери тепла в период резкого похолодания возрастут немного, и во времени эти изменения теплотерь будут значительно отставать от понижения наружной температуры. Потери тепла через массивные ограждения передадутся в помещение позднее, чем через легкие. Поэтому максимальные потери тепла всем помещением в расчетных условиях периода резкого похолодания не будут равны сумме наибольших потерь через отдельные ограждения. Необходимо провести сложение теплотерь через отдельные ограждения с учетом их сдвига во времени.

Для упрощения решения этой задачи (рис. 11.9) можно ориентироваться на одно ограждение, доля потерь тепла через которое наибольшая. Обычно таким ограждением является окно. В период резкого похолодания, как показывают натурные наблюдения, теплотери через окна составляют до 80% и более от общих потерь. Основываясь на наблюдениях, также можно считать, что максимальные потери тепла помещением $Q_{огр}$ совпадают во времени с наибольшими теплотерями через окна. Окна практически не обладают тепловой инерцией, поэтому наибольшие теплотери через них практически соответствуют ми-

нимальному понижению наружной температуры на расчетной кривой. Величина $Q_{огр}$ может быть определена по формуле

$$Q_{огр} = Q_{ок} + \Sigma Q'_i \quad (II.84)$$

где $Q_{ок}$ — наибольшие теплотери через окна, определяемые по (II.83) при минимальном значении наружной температуры, равном

$$t_n = t_{н.о} + A_{тн}; \quad (II.85)$$

$\Sigma Q'_i$ — сумма теплотерь через все другие (кроме окон) ограждения помещения в период наибольших теплотерь через окна.

Величину Q'_i для теплоустойчивого ограждения можно определить как сумму

$$Q'_i = Q'_{iо} + \Delta Q'_i \quad (II.86)$$

где $Q'_{iо}$ — теплотери в начале периода резкого похолодания, т. е. определенные по формуле (II.83) при $t_n = t_{н.о}$;

$\Delta Q'_i$ — увеличение теплотерь за период резкого похолодания при понижении наружной температуры до минимальной.

Теплотери Q'_i возрастают при похолодании, следуя с некоторым запаздыванием, за понижением наружной температуры. Увеличение теплотерь до $\Delta Q'_i$ соответствует моменту достижения минимума наружной температуры и равно:

$$\Delta Q'_i = \frac{1}{R_{о.пр.i}} \psi' A_{тн} n_i F_i \beta_i \quad (II.87)$$

где ψ' — коэффициент теплоинерционности, определяемый по рис. II.8.

Наибольшего возрастания теплотери через теплоинерционное ограждение достигнут некоторое время спустя после минимума наружной температуры. Величина наибольшего увеличения теплотерь ΔQ_i будет больше $\Delta Q'_i$ в ψ/ψ' раз, т. е.

$$\Delta Q_i = \psi/\psi' \Delta Q'_i \quad (II.88)$$

Все ограждения в помещении, кроме окон, обычно имеют близкую между собой тепловую массивность, поэтому значение коэффициентов теплоинерционности по рис. II.8 для них может быть принято общим. При расчете теплотерь через конструкцию пола по грунту, учитывая большую тепловую массивность грунта, величиной $\Delta Q_{пл}$ можно пренебречь.

По действующим СНиП теплотери помещений, по которым определяется тепловая мощность системы отопления, принимаются равными сумме теплотерь через отдельные ограждения при $t_n = t_{нб}$. Из предыдущего анализа теплового режима помещения в период резкого похолодания ясно, что нормативные теплотери являются условными и их величина может заметно отличаться от фактических наибольших теплотерь помещения.

3. РАСЧЕТНЫЕ ТЕПЛОПТЕРИ ПОМЕЩЕНИЯ ПО СНИП

Теплопотери помещения, которые принимаются по СНиП за расчетные при выборе тепловой мощности системы отопления, определяют как сумму расчетных потерь тепла через все его наружные ограждения. Кроме того, учитываются потери или поступления тепла через внутренние ограждения, если температура воздуха в соседних помещениях ниже или выше температуры в данном помещении на 5°C и более.

Рассмотрим, как принимаются для различных ограждений показатели, входящие в формулу (II.83), при определении расчетных теплопотерь.

Коэффициенты теплопередачи для наружных стен и перекрытий принимают по теплотехническому расчету. Подбирают конструкцию окон и для нее по табл. II.9 определяют коэффициент теплопередачи. Для наружных дверей значение k берется в зависимости от конструкции по табл. II.9.

Расчет потери тепла через пол. Передача тепла из помещения нижнего этажа через конструкцию пола является сложным процессом. Учитывая сравнительно небольшой удельный вес теплопотерь через пол в общих теплопотерях помещения, применяют упрощенную методику расчета. Теплопотери через пол, расположенный на грунте, рассчитываются по зонам. Для этого поверхность пола делят на полосы шириной 2 м, параллельные наружным стенам. Полосу, ближайшую к наружной стене, обозначают первой зоной, следующие две полосы — второй и третьей зоной, а остальную поверхность пола — четвертой зоной.

Теплопотери каждой зоны рассчитывают по формуле (II.83), принимая $n_i\beta_i=1$. За величину $R_{0,пр}$ принимают условное сопротивление теплопередаче, которое для каждой зоны **неутепленного** пола равно: для I зоны $R_{н,п}=2,15(2,5)$; для II зоны $R_{н,п}=4,3(5)$; для III зоны $R_{н,п}=8,6(10)$; для IV зоны $R_{н,п}=14,2 \text{ К}\cdot\text{м}^2/\text{Вт}$ ($16,5^{\circ}\text{C}\cdot\text{м}^2/\text{ккал}$).

Если в конструкции пола, расположенной непосредственно на грунте, имеются слои материалов, коэффициенты теплопроводности которых меньше 1,163 (1), то такой пол называют **утепленным**. Термические сопротивления утепляющих слоев в каждой зоне прибавляют к сопротивлениям $R_{н,п}$; таким образом, условное сопротивление теплопередаче каждой зоны утепленного пола $R_{у,п}$ оказывается равным:

$$R_{у,п} = R_{н,п} + \sum \frac{\delta_{у,с}}{\lambda_{у,с}}, \quad (\text{II.89})$$

где $R_{н,п}$ — сопротивление теплопередаче неутепленного пола соответствующей зоны;

$\delta_{у,с}$ и $\lambda_{у,с}$ — толщины и коэффициенты теплопроводности утепляющих слоев.

Теплопотери через пол по лагам рассчитывают также по зонам, только условное сопротивление теплопередаче каждой зоны пола по лагам $R_{л}$ принимают равным:

$$R_{л} = 1,18R_{у,п}, \quad (\text{II.90})$$

где $R_{у,п}$ — величина, полученная по формуле (II.89) с учетом утепляющих слоев. В качестве утепляющих слоев здесь дополнительно учитывают воздушную прослойку и настил пола по лагам.

Поверхность пола в первой зоне, примыкающая к наружному углу, имеет повышенные теплопотери, поэтому ее площадь размером $2 \times 2 \text{ м}$

дважды учитывается при определении общей площади первой зоны

Подземные части наружных стен рассматриваются при расчете теплотерь как продолжение пола Разбивка на полосы — зоны в этом случае делается от уровня земли по поверхности подземной части стен и далее по полу Условные сопротивления теплопередаче для зон в этом случае принимаются и рассчитываются так же, как для утепленного пола при наличии утепляющих слоев, которыми в данном случае являются слои конструкции стены

Обмер площади наружных ограждений помещений. Площадь отдельных ограждений при подсчете потерь тепла через них должна определяться с соблюдением следующих правил обмера Эти правила по возможности учитывают сложность процесса теплопередачи через элементы ограждения и предусматривают условные увеличения и уменьшения площадей, когда фактические теплотери могут быть соответственно больше или меньше подсчитанных по принятым простейшим формулам

1. Площади окон (О), дверей (Д) и фонарей измеряют по наименьшему строительному проему

2 Площади потолка (Пт) и пола (Пл) измеряют между осями внутренних стен и внутренней поверхностью наружной стены Площади зон пола по лагам и грунту определяют с условной их разбивкой на зоны, как указано выше.

3 Площади наружных стен (Н. с) измеряют

а) в плане — по внешнему периметру между наружным углом и осями внутренних стен,

б) по высоте — в первом этаже (в зависимости от конструкции пола) от внешней поверхности пола по грунту, или от поверхности подготовки под конструкцию пола на лагах, или от нижней поверхности перекрытия над подпольем неотапливаемым подвальным помещением до чистого пола второго этажа, в средних этажах от поверхности пола до поверхности пола следующего этажа; в верхнем этаже от поверхности пола до верха конструкции чердачного перекрытия или бесчердачного покрытия При необходимости определения теплотерь через внутренние ограждения площади принимают по внутреннему обмеру

Добавочные теплотери через ограждения. Основные теплотери через ограждения, подсчитанные по формуле (II 83), при $\beta_1 = 1$ часто оказываются меньше действительных теплотерь, так как при этом не учитывается влияние на процесс некоторых факторов Потери тепла могут заметно изменяться под влиянием инфильтрации и эксфильтрации воздуха через толщу ограждений и щели в них, а также под действием облучения солнцем и противоилучения внешней поверхности ограждений Теплотери в целом могут заметно возрасти за счет изменения температуры по высоте помещения, вследствие поступления холодного воздуха через открываемые проемы и пр

Эти дополнительные потери тепла обычно учитывают добавками к основным теплотерям Величина добавок и условное их деление по определяющим факторам следующие

1. *Добавка на ориентацию по сторонам света* принимается на все наружные вертикальные и наклонные ограждения (проекции на вертикаль) Величины добавок определяют по рис II 10

2. *Добавка на обдуваемость ограждений ветром* В районах, где расчетная зимняя скорость ветра не превышает 5 м/с, добавка принимается в размере 5% для ограждений, защищенных от ветра, и 10% для

ограждений, не защищенных от ветра. Ограждение считают защищенным от ветра, если прикрывающее его строение выше верха ограждения больше чем на $\frac{2}{3}$ расстояния между ними. В местностях со скоростью ветра более 5 и более 10 м/с приведенные величины добавок должны быть увеличены соответственно в 2 и 3 раза.

3. *Добавка на продуваемость угловых помещений и помещений, имеющих две и более наружных стен*, принимается равной 5% для всех непосредственно обдуваемых ветром ограждений. Для жилых и тому подобных зданий эта добавка не вводится (учитывается повышением внутренней температуры на 2°).

4. *Добавка на поступление холодного воздуха через наружные двери при их кратковременном открывании при N этажах в здании* принимается равной 100 N% — при двойных дверях без тамбура, 80 N — то же, с тамбуром, 65 N% — при одинарных дверях.

В промышленных помещениях добавка на поступление воздуха через ворота, которые не имеют тамбура и шлюза, если они открыты менее 15 мин в течение 1 ч, принимается равной 300%. В общественных зданиях частое открывание дверей также учитывается введением дополнительной добавки, равной 400—500%.

5. *Добавка на высоту для помещений высотой более 4 м* принимается в размере 2% на каждый метр высоты, стен более 4 м, но не более 15%. Эта добавка учитывает увеличение теплопотерь в верхней части помещения в результате повышения температуры воздуха с высотой. Для промышленных помещений делают специальный расчет распределения температуры по высоте, в соответствии с которым определяют теплопотери через стены и перекрытия. Для лестничных клеток добавка на высоту не принимается.

6. *Добавка на этажность для многоэтажных зданий высотой в 3—8 этажей*, учитывающая дополнительные затраты тепла на нагревание холодного воздуха, который при инфильтрации через ограждения проникает в помещение, принимается по СНиП.

Пример II.3. Рассчитать теплопотери помещений общежития, расположенного в Москве (рис. II.11).

1. Коэффициент теплопередачи наружных стен, определенный по приведенному сопротивлению теплопередаче по наружному обмеру, $k=1,01$ Вт/(м²·К) [0,87 ккал/(ч·м²·°С)].

2. Коэффициент теплопередачи чердачного перекрытия принимаем равным $k_{пт}=0,78$ Вт/(м²·К) [0,67 ккал/(ч·м²·°С)].

Полы первого этажа выполнены на лагах. Термическое сопротивление воздушной прослойки $R_{в.п}=0,172$ К·м²/Вт (0,2 °С·м²·ч/ккал); толщина дощатого настила $\delta=0,04$ м; $\lambda=0,175$ Вт/(м·К) [0,15 ккал/(ч·м·°С)]. Теплопотери через пол по лагам определяются по зонам. Сопротивление теплопередаче утепляющих слоев конструкции пола равно:

$$R_{в.п} + \frac{\delta}{\lambda} = 0,172 + \frac{0,04}{0,175} = 0,43 \text{ К}\cdot\text{м}^2/\text{Вт} (0,5 \text{ } ^\circ\text{С}\cdot\text{м}^2\cdot\text{ч}/\text{ккал}),$$

Термическое сопротивление пола по лагам для I и II зон:

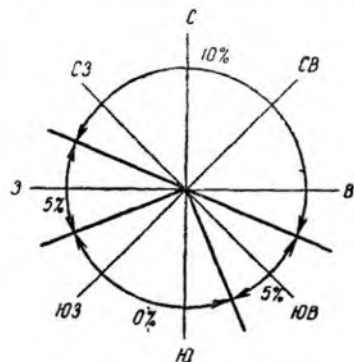


Рис. II.10. Схема определения величины добавки к основным теплопотерям на ориентацию по странам света

Продолжение табл. II 10

№ помещения	2	Характеристика ограждения				7	8	9	Добавочные теплопотери, %				13	14
		наименование	ориентация по сторонам света	размер, м	площадь, м ²				на ориентацию по сторонам света	на обдувание	прочие	коэффициент β_1		
1		наименование помещения и его температура	ориентация по сторонам света	размер, м	площадь, м ²	коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К) [ккал/(ч м ² ·°С)]	расчетная разность температур, Δt , °С	основные теплопотери через ограждение, Вт (ккал/ч)	на ориентацию по сторонам света	на обдувание	прочие	коэффициент β_1	теплопотери через ограждение, Вт (ккал/ч)	
Ж02	Жилая комната, средняя, $t_b = 18^\circ\text{C}$	Н. с. Д. о. Пт	ЮЗ СЗ СЗ	3,2×3,25	10,4	1,02(0,87)	44	460(397)	10	10	0	1,2	575(494)	
				1,5×1,2	1,8	2,13(1,83)	44	168(145)	10	10	0	1,2	202(174)	
				3,2×4	12,8	0,78(0,67)	44×0,9	400(343)	—	—	—	1	400(343)	
Л0А	Лестничная клетка, $t_b = 16^\circ\text{C}$	Н. с. Д. о. Н. д. Пл. I Пл. II Пт	СЗ СЗ СЗ — — —	6,95×3,2—3,5	18,7	1,02(0,87)	42	795(682)	10	10	0	1,2	950(818)	
				1,5×1,2	1,8	2,13(1,83)	42	160(138)	10	10	0	1,2	193(166)	
				1,6×2,2	3,5	2,32(2,0)	42	342(294)	10	10	100×2	3,2	1090(940)	
				3,2×2	6,4	0,465(0,4)	42	124(107)	—	—	—	1	124(107)	
				3,2×2	6,4	0,232(0,2)	42	62(53)	—	—	—	1	62(53)	
				3,2×4	12,8	0,78(0,67)	42×0,9	380(326)	—	—	1	380(326)		
												2799(2310)		

Примечания: 1. Для наименований ограждений приняты условные обозначения: Н. с. — наружная стена, Д. о. — двойное окно; Пл. I и Пл. II — соответственно I и II зоны пола; Пт — потолок, Н. д. — наружная дверь.

2. В графе 7 коэффициент теплопередачи для окон определен как разность коэффициентов теплопередачи окна и наружной стены, при этом площадь окна не вычитается из площади стены.

3. Теплопотери через наружную дверь определены отдельно (из площади стены в этом случае исключается площадь двери, так как добавки на дополнительные теплопотери у наружной стены и двери разные).

4. Расчетная разность температур в графе 8 определена как $(t_{вн} - t_{п})$.

5. Основные теплопотери (графа 9) определены как $kF\Delta t$.

6. Добавочные теплопотери даны в процентах к основным.

7. Коэффициент β_1 (графа 13) равен единице плюс добавочные теплопотери, выраженные в долях единицы.

8. Расчетные теплопотери через ограждения определены как $kF\Delta t \beta_1$ (графа 14).

$$R_{л, I} = 1,18 (2,15 + 0,43) = 3,05 \text{ К} \cdot \text{м}^2 / \text{Вт} (3,54 \text{ } ^\circ\text{С} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ч} / \text{ккал});$$

$$k_I = 0,328 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) [0,282 \text{ ккал} / (\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ } ^\circ\text{С})];$$

$$R_{л, II} = 1,18 (4,3 + 0,43) = 5,6 (6,5);$$

$$k_{II} = 0,178 (0,154).$$

Для неутепленного пола лестничной клетки

$$R_{н.п, I} = 2,15 (2,5) [k_I = 0,465 (0,4)]$$

и

$$R_{н.п, II} = 4,3 (5) [k_{II} = 0,232 (0,2)].$$

3. Для выбора конструкции окон определяем перепад температур наружного ($t_{нз} = -26^\circ\text{С}$) и внутреннего ($t_{п} = 18^\circ\text{С}$) воздуха:

$$t_{п} - t_{нз} = 18 - (-26) = 44^\circ\text{С}.$$

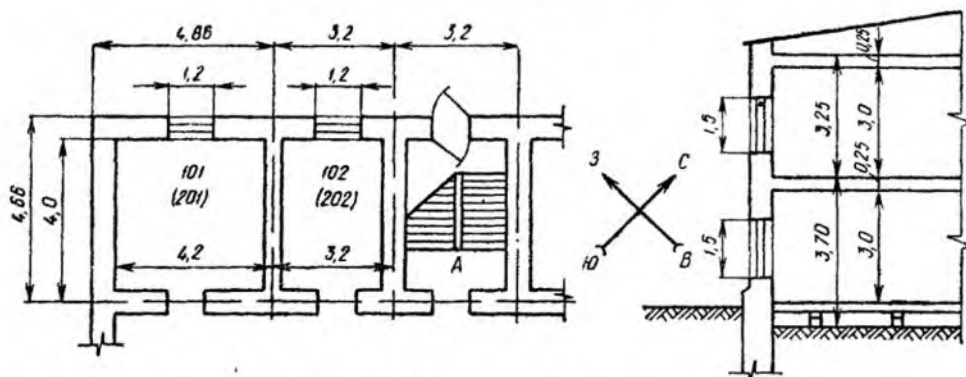


Рис. II.11. Схема для расчета теплотерь помещений

Требуемое термическое сопротивление окон жилого дома при $\Delta t = 44^\circ\text{С}$ равно $0,31 \text{ К} \cdot \text{м}^2 / \text{Вт}$ ($0,36 \text{ } ^\circ\text{С} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ч} / \text{ккал}$). Принимаем окно с двойными раздельными деревянными переплетами; для этой конструкции $k_{ок} = 3,15 (2,7)$. Наружные двери двойные деревянные без тамбура; $k_{дв} = 2,33 (2)$.

Теплопотери через отдельные ограждения рассчитываем по формуле (II.83). Расчет сведен в табл. II.10.

4. ПОТЕРИ ТЕПЛА НА НАГРЕВАНИЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ПРИ ИНФИЛЬТРАЦИИ ЧЕРЕЗ НЕПЛОТНОСТИ И ПРИ ПОСТУПЛЕНИИ ЧЕРЕЗ ПРОЕМЫ В НАРУЖНЫХ ОГРАЖДЕНИЯХ

Добавки к основным теплотерям на поступление воздуха через наружные двери и ворота и на этажность здания крайне приближенно учитывают затраты тепла на нагревание инфильтрующегося воздуха. Учет только этих добавок для промышленных и многоэтажных зданий оказывается недостаточным.

В производственных помещениях расход тепла на нагревание холодного воздуха, поступающего через притворы окон, фонарей, дверей, ворот, достигает 40% и более от основных теплотерь. Учитывая столь большую величину, при определении теплотерь производственных по-

мещений производят специальные расчеты затрат тепла на нагревание поступающего в помещение холодного воздуха.

Количество наружного воздуха, поступающего в помещение в результате инфильтрации, зависит от конструктивно-планировочного решения здания, направления и скорости ветра, температуры воздуха, герметичности конструкций и особенно от длины и вида притворов открывающихся окон, фонарей, дверей и ворот. **Общий процесс обмена воздуха в здании между помещениями и с внешней средой под действием естественных сил и искусственных побудителей движения воздуха называют воздушным режимом здания.** Воздухообмен происходит через все воздухопроницаемые элементы (притворы, стыки, вентиляционные каналы и т. д.) под действием разности давлений, поэтому расчет воздушного режима сводится к рассмотрению гидравлической системы с определенным образом заданными краевыми условиями. Решение этой задачи рассмотрено во второй части учебника «Вентиляция».

При определении затрат тепла на нагревание наружного воздуха при инфильтрации расчет воздушного режима здания может быть упрощен.

Для промышленных зданий типичным является одноэтажное помещение. В многоэтажных промышленных зданиях этажи чаще всего достаточно изолированы друг от друга (при большой поверхности остекления сообщение через одну-две лестничные клетки не оказывает заметного влияния), и их воздушный режим можно рассматривать независимо.

Простейшим является случай, когда помещение не имеет перегородок, отсутствует ветер и инфильтрация происходит под влиянием только гравитационной силы. Воздух перетекает в основном через щели притворов, но инфильтрацию условно относят к площади окон и плотность потока j , кг/м²·ч, за счет разности давлений воздуха на наружной и внутренней поверхностях ограждения Δp Па (кгс/м²) определяют по формуле

$$j = i \Delta p^{1/2}, \quad (II.91)$$

где i — коэффициент проводимости воздуха конструкцией, кг/(м²·ч × Па^{1/2}) [кг/м²·ч (кгс/м²)^{1/2}].

Для помещения с двухсторонним равномерно распределенным остеклением при безветрии среднее количество воздуха (кг/ч·м²), проходящего снаружи через 1 м² окна, равно:

$$j_0 = 0,47 i_{ок} \eta (h \Delta p)^{1/2}, \quad (II.92)$$

где $i_{ок}$ — коэффициент проводимости окна;

η — доля остекления поверхности наружного ограждения;

h — полная высота ограждения здания.

Разность плотностей наружного ρ_n и внутреннего ρ_b воздуха может быть приближенно заменена разностью температуры:

$$\Delta \rho = \rho_n - \rho_b \approx 0,005 (t_b - t_n), \quad (II.93)$$

Выражение (II.92) преобразовано к виду:

$$j_0 = 0,036 i_{ок} \eta (h \Delta t)^{1/2}. \quad (II.94)$$

В промышленных зданиях часто окна одинарные и не герметизированы, их проводимость $i_{ок} = 27$; тогда

$$j_0 \approx 0,9\eta (h\Delta t)^{1/2}. \quad (\text{II.95})$$

Численный коэффициент в формуле (II.95) должен быть заменен при двойном остеклении на 0,6, при уплотненном одинарном остеклении на 0,2, при уплотненном двойном — на 0,14.

Величина j_0 , определяемая по формуле (II.94), используется как

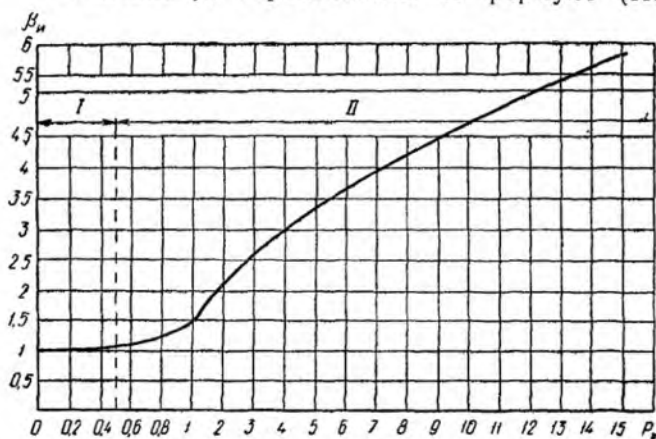


Рис. II.12. Зависимость коэффициента β_n от относительного давления ветра p_v

I — влияние ветра незначительно; *II* — совместное влияние ветра и гравитационной силы

единица расхода воздуха при расчете более сложных случаев (действие ветра и вентиляции, другие схемы здания). Влияние всех перечисленных факторов учитывается коэффициентом β_n . Для помещений с односторонним остеклением, например, коэффициент β_n равен 0,5, так как в этом случае инфильтрация происходит только со стороны одного ограждения. Степень влияния ветра также учитывается коэффициентом β_n . Для воздушного режима помещения с двухсторонним остеклением на рис. II.12 приведена зависимость β_n от относительного давления ветра p_v . При определении относительного перепада давления, создаваемого ветром, за единицу давления принято $gh \cdot \Delta p$, поэтому

$$\bar{p}_v = \frac{0,06 v_n^2 \rho_n}{h \Delta p}. \quad (\text{II.96})$$

где v_n — скорость ветра;

$$0,06 \approx \frac{(k_n - k_s)}{2} \frac{1}{g};$$

k_n и k_s — аэродинамические коэффициенты, равные с наветренной стороны здания $k_n \approx +0,8$ и с заветренной $k_s \approx -0,6$.

Более сложные случаи — дебаланс вентиляции, многопролетные здания и т. д. решаются аналогичным образом с помощью специально рассчитанных функций коэффициента β_n .

Общее количество наружного воздуха G_n , поступающего в помещение в результате инфильтрации через наружные ограждения, равно:

$$G_n = j_0 \beta_n F_{н.о}. \quad (\text{II.97})$$

где j_0 — определяется по формуле (II.94);

$F_{н.о}$ — суммарная площадь поверхности наружных ограждений.

Не менее сложной и необходимой задачей оказывается определение расходов воздуха при инфильтрации в многоэтажных жилых и общественных зданиях. Если в здании более восьми этажей, требуется производить расчет воздушного режима здания, гидравлическая схема которого оказывается особенно сложной.

Применительно к жилым зданиям повышенной этажности составлены указания по расчету. В указаниях описана общая методика расчета воздушного режима зданий, а также даны графики и таблицы, по которым для зданий различной этажности, принятых в настоящее время типичных планировок и конструктивных решений, при различных температурах воздуха и скорости ветра можно определить количество фильтрующегося воздуха, отнесенное к 1 м^2 окна.

В условиях множества вариантов исходных данных можно наметить определенные закономерности, которые позволяют обобщить полученные результаты. Принимаются здания N (5—16) этажей с типичными конструктивно-планировочными решениями. Учитывая изолированность и в основном пофасадную ориентацию помещений, при расчете инфильтрации необходимо принять для всех помещений расходы воздуха с наветренной стороны при расчетных для зимнего режима температуре наружного воздуха t_n и скорости ветра v_n . Анализ ограниченного, таким образом, круга данных показывает, что изменение расходов воздуха по высоте здания при данных t_n и v_n таково, что практически можно принять линейную зависимость, поэтому достаточно определить расходы для нижнего и верхнего этажей. Ниже приведены аппроксимирующие аналитические зависимости. Расход воздуха $j_{\text{верх}}$, $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$, инфильтрующегося через 1 м^2 окна в верхнем этаже наветренной стороны N -этажного здания при определенных t_n и v_n , равен:

$$j_{\text{верх}} = (4 + 0,15N) 10^{-2} (v_n + 5 - 0,05t_n)^2, \quad (\text{II. 98})$$

Для нижнего (первого) этажа $j_{\text{нижн}}$

$$j_{\text{нижн}} = 6,3 \cdot 10^{-2} v_n - (6 + 1,3N) 10^{-2} t_n + 0,3N + 3,3. \quad (\text{II. 99})$$

Для промежуточного этажа N_i с учетом принятой линейной зависимости расход воздуха j_{N_i} равен:

$$j_{N_i} = j_{\text{нижн}} - \frac{j_{\text{нижн}} - j_{\text{верх}}}{N} N_i. \quad (\text{II. 100})$$

Следует иметь в виду приближенность предлагаемой методики, точность которой (ошибка 10—15%) достаточна лишь для расчета потерь тепла на нагревание инфильтрующегося воздуха.

При инфильтрации холодного воздуха через наружное ограждение в помещении дополнительно затрачивается тепло ΔQ_n на нагревание поступающего воздуха ΔQ_j и вследствие снижения температуры внутренней поверхности ограждения ΔQ_τ , через которое происходит фильтрация воздуха:

$$\Delta Q_n = \Delta Q_j + \Delta Q_\tau. \quad (\text{II. 101})$$

Воздух, проходя через конструкцию, как правило, нагревается и попадает в помещение с температурой более высокой, чем его начальная температура t_n . Поэтому

$$\Delta Q_j = G_n c_n (t_n - t_n) \beta_j. \quad (\text{II. 102})$$

где G_n — расход воздуха;
 c_b — массовая теплоемкость воздуха;
 β_j — коэффициент, учитывающий нагревание воздуха в ограждении.

Аналогично можно определить

$$\Delta Q_\tau = G_n c_b (t_b - t_n) \beta_\tau, \quad (II.103)$$

где β_τ — коэффициент, учитывающий долю увеличения потерь тепла за счет снижения температуры внутренней поверхности при инфильтрации.

Дополнительные потери тепла при инфильтрации через ограждение равны:

$$\Delta Q_n = G_n c_b (t_b - t_n) \beta_0, \quad (II.104)$$

где $\beta_0 = \beta_j + \beta_\tau$.

Общие дополнительные потери тепла в помещении на нагревание наружного воздуха, поступающего в результате инфильтрации через наружные ограждения, равны:

$$Q_n = (\Sigma \beta_0 j c_b F + \Sigma \beta_0 j c_b l) (t_b - t_n), \quad (II.105)$$

где F — площадь окон, стен и т. д., м²;
 l — протяженность стыков, щелей и т. д., м;
 j — удельные, отнесенные соответственно к м² или м, расходы проникающего воздуха.

Значения коэффициентов β_0 , β_j и β_τ для конструкций приведены в табл. II.11.

Таблица II.11

Значения коэффициентов β_0 , β_j и β_τ при инфильтрации воздуха через различные элементы конструкций

Элементы конструкций	β_j	β_τ	β_0
Массив ограждения	0,15	0,45	0,6
Стыковые соединения	0,3	0,4	0,7
Окна:			
одинарные	1	—	1
двойные	0,7	0,1	0,8
тройные	0,6	0,2	0,8
Двери, ворота, фрамуги, проемы в ограждении	1	—	1

5. ЗАТРАТЫ ТЕПЛА НА НАГРЕВАНИЕ ХОЛОДНЫХ МАТЕРИАЛОВ И ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ

Кроме теплопотерь через ограждения и затрат тепла при инфильтрации, в помещениях могут быть и другие источники поступления и затрат тепла.

В промышленных зданиях это теплотыделения от технологического оборудования, нагретых материалов и изделий, освещения, солнечной радиации, людей; затраты тепла на испарение воды в мокрых цехах, на нагревание материалов, транспортных средств и пр., которые охлажда-

денными поступают в помещение с улицы. Все перечисленные составляющие теплового баланса промышленного цеха рассматриваются во второй части учебника «Вентиляция», так как в промышленных зданиях задачу ассимиляции избыточного тепла и компенсации недостатка в тепле выполняет вентиляция, часто совмещенная с воздушным отоплением.

В жилых, общественных и административных зданиях зимой возможны тепловыделения от людей, освещения и работающего электрооборудования, а также затраты тепла на нагревание материалов, одежды и пр., поступающих в помещение. Эти составляющие учитывают в тепловом балансе при определении дефицита тепла в помещении, который должен компенсироваться системой отопления (если отопление не дежурное и в помещении нет других систем).

Явные (излучением и конвекцией) тепловыделения от человека (в балансе тепла при расчете отопления учитывают только явное тепло) можно определить по формуле

$$Q_4^{п+к} = \beta_1 \beta_2 (2,51 + 10,36 \sqrt{v_v}) (35 - t_n) \text{ Вт}$$

$$[(Q_4^{п+к} = \beta_1 \beta_2 (2,16 + 8,87 \sqrt{v_v}) (35 - t_n) \text{ ккал/ч}], \quad (\text{II. 106})$$

где β_1 — коэффициент, учитывающий интенсивность выполняемой человеком работы, равный для легкой работы 1, средней 1,07, тяжелой 1,15;

β_2 — коэффициент, учитывающий теплозащитные свойства одежды и равный для легкой одежды 1, для обычной (средней теплотенности) одежды 0,66, для утепленной 0,5;

v_v — подвижность воздуха в помещении (в жилых и административных зданиях $v_v \approx 0,1 - 0,15$ м/с);

t_n — температура помещения.

При освещении и работающем электрооборудовании тепловыделения, Вт (ккал/ч), равны:

$$Q_5 = N_5 K [Q_5 = 0,86 N_5 K], \quad (\text{II. 107})$$

где N_5 — потребляемая электрическая мощность, Вт;

0,86 — тепловой эквивалент, (ккал/ч)/Вт;

K — коэффициент, учитывающий фактически затрачиваемую мощность, одновременность работы электрооборудования, долю перехода электрической энергии в тепло, которое поступает в помещение.

Этот коэффициент может изменяться в широких пределах — от 0,15 до 0,95 во времени и в зависимости от технологического процесса. При составлении теплового баланса для отопления нужно учитывать его наименьшие значения.

Поступление тепла в помещение от нагретых материалов и изделий или, наоборот, затраты тепла на нагревание материалов и изделий, которые охлажденными поступают с улицы, определяют по формуле

$$Q_M = C \bar{v} (t_{нач} - t_n), \quad (\text{II. 108})$$

где C — теплоемкость материала или изделия, равная $V c_p$;

V — объем;

c_p — объемная теплоемкость материала;

v — средняя по объему относительная избыточная температура, определяемая по рис. II.13. Она показывает долю от полного

перепада $t_{\text{нач}} - t_{\text{п}}$ (начальной температуры материала $t_{\text{нач}}$ и температуры в помещении $t_{\text{п}}$), которая теряется в среднем всем объемом материала или изделия за время z с начала нагревания или охлаждения.

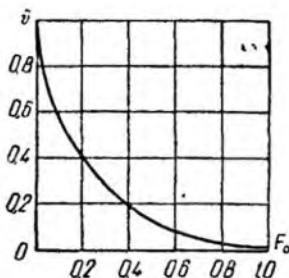


Рис II.13 Зависимость средней по объему тела относительной избыточной температуры \bar{v} от критерия Fo

Величина \bar{v} на рис. II.13 зависит от критерия Фурье Fo , равного:

$$Fo = \frac{z}{CR}, \quad (\text{II } 109)$$

где R — сопротивление теплопередаче всей толщи изделия или материала, равное:

$$R = \frac{l}{\lambda F} + \frac{1}{\alpha F}; \quad (\text{II } 110)$$

l — характерный размер, равный для тел, близких по форме к пластине, половине ее толщины, к цилиндру и шару — радиусу;

λ — теплопроводность, которая для материалов в сыпучем состоянии должна быть увеличена на 25%;

F — внешняя теплоотдающая поверхность материала или изделия (например, для тела, подобного пластине, $F l = V$);

α — коэффициент теплообмена на поверхности в помещении, равный $\sim 9,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [$8 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$].

6. ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОТОПИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА В ПОМЕЩЕНИИ И ВЫБОР УСТАНОВОЧНОЙ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Отопительный прибор должен компенсировать дефицит тепла в помещении. Использование приборов той или иной конструкции и установка их в различных местах помещения не должны вызывать заметный перерасход тепла. Показателем, оценивающим эти свойства, является **отопительный эффект прибора** — отношение теплопотерь помещения к количеству тепла, затрачиваемого прибором для создания в помещении заданных тепловых условий.

Наилучшим отопительным эффектом обладают панельно-лучистые приборы, установленные в верхней зоне помещения или встроенные в конструкцию потолка. По данным отдельных авторов, у таких приборов отопительный эффект равен 1,1—1,05, т. е. теплоотдача потолочных панелей-излучателей может быть даже несколько ниже расчетных теплопотерь помещения без ухудшения комфортности внутренних условий. У панели, расположенной в конструкции пола, отопительный эффект около 1.

Наиболее распространенные приборы — радиаторы обычно устанавливают в нишах или около поверхности наружной стены. Зарadiatorная поверхность сильно перегревается, и через эту часть наружной стены бесполезно теряется некоторое количество тепла. В результате отопительный эффект радиаторов равен 0,96—0,94. Низкие приборы, располагаемые вдоль наружной стены, целесообразнее радиаторов. Отопительный эффект, например, низкого конвектора ~0,97.

Отопительный прибор, встроенный в конструкцию наружной стены, имеет заметные бесполезные потери тепла, и его отопительный эффект ~0,9.

Кроме потерь, связанных с размещением отопительных приборов, в системе отопления наблюдаются бесполезные потери тепла трубопроводами, проходящими по неотапливаемым помещениям или прислоненными и встроенными в конструкции наружных ограждений, а также в тепловом узле и других элементах системы. Величины всех дополнительных потерь в системе не должна превышать 15% расчетных потерь тепла.

Так как дополнительные потери всегда неизбежны, в СНиП предлагается подсчитывать их специально или, принимая допустимую величину, определять установочную тепловую мощность $Q_{от.уст}$ системы отопления по формуле

$$Q_{от.уст} = 1,15Q_{от}, \quad (II.111)$$

где $Q_{от}$ — определяется по формуле (II.82).

7. ТЕПЛОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЗДАНИЯ И РАСЧЕТ ПОТРЕБНОСТИ В ТЕПЛЕ НА ОТОПЛЕНИЕ ПО УКРУПНЕННЫМ ИЗМЕРИТЕЛЯМ

Для теплотехнической оценки конструктивно-планировочных решений и для ориентировочного расчета теплопотерь зданий пользуются показателем — удельная тепловая характеристика здания q .

Величина q , Вт/(м³·К) [ккал/(ч·м³·°С)], определяет средние теплопотери 1 м³ здания, отнесенные к расчетной разности температур, равной 1°:

$$q = \frac{Q_{зд}}{V(t_{п} - t_{н})} \quad (II.112)$$

где $Q_{зд}$ — расчетные теплопотери всеми помещениями здания,
 V — объем отапливаемой части здания по внешнему обмеру;
 $t_{п} - t_{н}$ — расчетная разность температур для основных помещений здания.

Величину q определяют в виде произведения:

$$q = q_0 \beta_t, \quad (II.113)$$

где q_0 — удельная тепловая характеристика, соответствующая разности температур $\Delta t_0 = 18 - (-30) = 48^\circ$;

β_t — температурный коэффициент, учитывающий отклонение фактической расчетной разности температур от Δt_0 .

Удельная тепловая характеристика q_0 может быть определена по формуле

$$q_0 = \frac{1}{R_0 V} [F_c \eta_{лок} + F_{п} (\eta_{пт} + \eta_{пл})], \quad (II.114)$$

Эту формулу можно преобразовать в более простое выражение, пользуясь приведенными в СНиП данными и приняв, например, за основу характеристики для жилых зданий:

$$q_0 = \frac{(1 + 2d) F_c + F_n}{V}, \quad (\text{II.115})$$

где R_0 — сопротивление теплопередаче наружной стены;
 $\eta_{\text{ок}}$ — коэффициент, учитывающий увеличение теплотерь через окна по сравнению с наружными стенами;

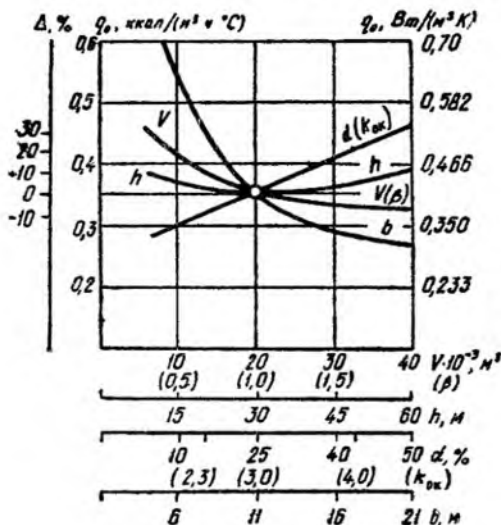


Рис. II.14. Зависимость удельной тепловой характеристики q_0 от изменения конструктивно-планировочного решения здания, объема здания V и относительного к R_0 тр сопротивления теплопередаче наружных стен β , высота здания h , степени остекления наружных стен d , коэффициента теплопередачи окон $k_{\text{ок}}$ и ширины здания b

d — доля площади наружных стен, занятая окнами;

$\eta_{\text{пт}}$, $\eta_{\text{пл}}$ — коэффициенты, учитывающие уменьшение теплотерь через потолок и пол по сравнению с наружными стенами;

F_0 — площадь наружных стен;

F_n — площадь здания в плане;

V — объем здания.

Температурный коэффициент β_t равен:

$$\beta_t = 0,54 + \frac{22}{t_n - t_H}. \quad (\text{II.116})$$

Формула (II.116) соответствует значениям коэффициента β_t , которые обычно приводятся в справочной литературе.

Характеристикой q удобно пользоваться для теплотехнической оценки возможных конструктивно-планировочных решений здания.

Если в формулу (II.112) подставить значение $Q_{\text{зд}}$, то ее можно привести к виду:

$$q = \frac{\Sigma kF (t_n - t_H)}{V (t_n - t_H)} \approx \frac{\Sigma kF}{V}. \quad (\text{II.117})$$

Величина тепловой характеристики, как видно из (II.117), зависит от объема здания и, кроме того, от назначения, этажности и формы здания, площади и теплозащиты наружных ограждений, степени остекления здания и района строительства. Влияние отдельных факторов на

величину q очевидно из рассмотрения формулы (II.117). На рис. II.14 показана зависимость q_0 от различных характеристик здания. Реперной точкой на чертеже, через которую проходят все кривые, соответствуют значения: $q_0=0,415$ (0,356) для здания $V=20 \cdot 10^3$ м³, шириной $b=11$ м, $d=0,25$ $R_0=0,86$ (1,0), $k_{ок}=3,48$ (3,0); длиной $l=30$ м. Каждая кривая соответствует изменению одной из характеристик (дополнительные шкалы по оси абсцисс) при прочих равных условиях. Вторая шкала на оси ординат показывает эту зависимость в процентах. Из графика видно, что заметное влияние на q_0 оказывает степень остекленности d и ширина здания b .

График отражает влияние теплозащиты наружных ограждений на общие теплотери здания. По зависимости q_0 от β ($R_0=\beta R_{0,тр}$) можно сделать вывод, что при увеличении теплоизоляции стен тепловая характеристика уменьшается незначительно, тогда как при ее снижении q_0 начинает быстро возрастать. При дополнительной теплозащите оконных проемов (шкала $k_{ок}$) заметно уменьшается q_0 , что подтверждает целесообразность увеличения сопротивления теплопередаче окон.

Величины q для зданий различных назначений и объемов приводятся в справочных пособиях. Для гражданских зданий эти значения изменяются в следующих пределах:

Объем здания, тыс. м ³	До 5	10	15	> 15
Тепловая характеристика q :				
Вт/(м ³ ·К)	0,56—0,41	0,52—0,35	0,49—0,31	0,46—0,21
[ккал/(ч·м ³ ·°С)]	0,48—0,35	0,45—0,3	0,42—0,27	0,4—0,18

Потребность в тепле на отопление здания, как указывалось ранее, может заметно отличаться от величины теплотерь, поэтому некоторые авторы предлагают вместо q пользоваться удельной тепловой характеристикой отопления здания $q_{от}$, при вычислении которой по формуле (II.112)' в числитель подставляют не теплотери, а установочную тепловую мощность системы отопления $Q_{от,уст}$ [формула (II.111)].

Значения $q_{от}$ могут быть использованы для расчета потребности в тепле на отопление здания по укрупненным измерителям по следующей формуле:

$$Q = q_{от} V (t_{п} - t_{н}). \quad (II.118)$$

Расчет тепловых нагрузок на системы отопления по укрупненным измерителям используют для ориентировочных подсчетов при определении потребности в тепле района, города, при проектировании центрального теплоснабжения и пр.

§ 19. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ И ГОДОВЫЕ ЗАТРАТЫ ТЕПЛА НА ОТОПЛЕНИЕ

При проектировании систем отопления необходимо знать режимы их работы и регулирования в условиях годовой изменчивости внешних климатических воздействий и составляющих теплового баланса помещения.

Годовой ход изменения параметров климата обычно характеризуется изменениями среднемесячных значений, полученных по данным многолетних наблюдений. Кривые годовых изменений имеют плавный характер и приближаются по своему очертанию к правильным гармониче-

ским. Годовой ход изменения температуры наружного воздуха следует за годовым ходом изменения солнечной радиации с некоторым запаздыванием, что обусловлено нестационарным характером теплообмена в приземном слое. Годовой минимум температуры наружного воздуха обычно наблюдается в январе. Годовой ход влажности воздуха и в некоторой степени скорости ветра обусловлен температурой.

Гармонический характер изменения параметров климата позволяет определить их тригонометрической функцией времени года. Изменение произвольного параметра климата y (температуры t_n , интенсивности солнечной радиации q , энтальпии J_n) может быть определено следующим образом:

$$y = y_r + A_y \cos 2\pi \frac{z}{365}, \quad (\text{II.119})$$

где y_r и A_y — среднегодовое значение параметра климата и амплитуда его изменения;

z — время в сутках от момента максимума $z_y^{\text{макс}}$.

Значения y_r , A_y и $z_y^{\text{макс}}$ для различных параметров климата и географических районов могут быть получены по данным метеорологических наблюдений, приведенным в «Справочнике по климату СССР» и СНиП. Характеристики годового хода t_n , J_n и q , например для Москвы, приведены в табл. II.12.

Таблица II.12

Характеристики годового хода параметров климата Москвы

Характеристики годового хода	$t_n, ^\circ\text{C}$	$J_n, \text{Дж/кг}$ (ккал/кг)	$q, \text{Вт/м}^2$ [ккал/(ч·м ²), при ориентации поверхности в пространстве]			
			горизонтальной	Ю	С	З, В
Среднегодовое значение y_r . . .	3,7	1675(4,0)	117(101)	93(80)	50(43)	105(90)
Амплитуда изменения A_y . . .	14,15	2620(6,25)	110(94)	63(54)	48(40)	83(71,5)
Время максимума $z_y^{\text{макс}}$	VII	VII	VI	VI	VI	VI

В таблице приведены средние по многолетним наблюдениям данные, соответствующие коэффициенту обеспеченности $K_{\text{об}}=0,5$. В отдельные годы отклонения от средних многолетних могут быть значительными, например в Москве зафиксировано отклонение от средних значений $t_{n,r}$ на 3,7—8° и более.

Тепловой баланс помещения изменяется также в течение года. Изменения в годовом ходе происходят медленно, поэтому тепловой баланс помещения в каждый момент времени года может рассматриваться как стационарный. Тепловое состояние помещения в годовом ходе, принимая гармонический характер изменчивости влияющих на него факторов, также можно представить в виде:

$$Q_n = Q_{n,r} + A_{Q_n} \cos 2\pi \frac{z}{365}, \quad (\text{II.120})$$

где $Q_{n,r}$ — среднее за год значение теплового баланса помещения;
 A_{Q_n} — амплитуда его изменения.

Расход тепла на отопление в произвольный момент отопительного се-

зона определяется величиной $Q_{п.}$ Потребность в отоплении появляется тогда, когда тепловой баланс помещения становится отрицательным

$$Q_{п.} < 0. \quad (II.121)$$

Решение уравнения (II.120) при условии (II.121) позволяет определить продолжительность отопительного сезона $\Delta z_{o.c}$ в сутках как обратную тригонометрическую функцию

$$\Delta z_{o.c} = \frac{365}{\pi} \arccos \frac{Q_{п.г}}{A_{Q_{п.}}} \quad (II.122)$$

Годовой расход тепла на отопление $Q_{от.г.}$, следовательно, можно представить в виде интеграла:

$$Q_{от.г.} = \int_{\Delta z_{o.c}} Q_{п.} dz, \quad (II.123)$$

который приближенно может быть записан в виде:

$$Q_{от.г.} = 0,167 z_{*} z_{н} A_{Q_{п.}} \left[116 - \frac{Q_{п.г}}{A_{Q_{п.}}} (91,2 + 0,5 \Delta z_{o.c}) \right], \quad (II.124)$$

где z_{*} — число часов работы системы отопления в сутки;

$z_{н}$ — число дней работы в неделю.

В системе МКГСС вместо коэффициента 0,167 следует принимать 0,143.

Годовой расход тепла на отопление может быть рассчитан с учетом заданного $K_{об.}$ Для этого в формулу (II.124) необходимо подставить соответствующие значения характеристик климата. Учет обеспеченности при определении годовых расходов тепла имеет важное практическое значение, так как позволяет правильно планировать распределение тепла между потребителями различных категорий, что способствует экономии тепла и повышению надежности работы систем отопления.

В СНиП, исходя из предположения о незначительном различии теплового баланса зданий, продолжительность $\Delta z_{o.c}$ и средняя температура $t_{o.c}$ отопительного сезона определяются для всех зданий числом дней в году с устойчивой среднесуточной температурой наружного воздуха 8°C и ниже (по средним многолетним данным). Годовая потребность в тепле на отопление здания в этом случае равна:

$$Q_{от.г.} = q_{от} (t_{п.} - t_{o.c}) 24 \Delta z_{o.c} V. \quad (II.125)$$

§ 20. УЧЕТ ОСОБЕННОСТЕЙ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ПРИ ВЫБОРЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЯ

1. ВЫБОР И РАЗМЕЩЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ В ПОМЕЩЕНИИ

Отопительный прибор системы отопления является теплообменником, с помощью которого тепло от теплоносителя системы передается обогреваемому помещению. Отопительный прибор должен наиболее эффективно передать тепло помещению. Его конструкция, способ установки в помещении и расположение в системе отопления должны быть всесторонне оценены по экономическим, техническим, эстетическим достоинствам,

а также по теплотехническим свойствам. Теплотехническими свойствами обуславливаются количество затрачиваемого на обогрев помещения тепла, оптимальные формы, место расположения прибора в помещении, доли отдаваемого им конвективного и лучистого тепла. С их помощью должна быть оценена степень оптимальности микроклимата, создаваемого отопительным прибором в помещении.

Комфортность тепловой обстановки в помещении в большой степени зависит от размещения отопительного прибора в помещении и его формы. Отопительные приборы, компенсируя теплопотери, должны также выполнять роль локализаторов источников холода в помещении. Поэтому форму и расположение прибора выбирают с таким расчетом, чтобы площадь прибора и восходящая около него струя теплого воздуха предупреждали переохлаждение отдельной поверхности в помещении и попадание холодных токов воздуха в обслуживаемую зону.

Идеальным является решение, когда вся внутренняя поверхность наружного ограждения, обогревается равномерно и в помещении нет охлажденной поверхности, являющейся источником холода.

Удовлетворительные тепловые условия в помещении и непосредственно около наружных ограждений создают приборы, расположенные под окнами вдоль наружной стены. В этом случае рабочая зона и зона у пола помещения, которая особенно подвержена переохлаждению ниспадающими потоками воздуха, защищаются в тепловом отношении наиболее эффективно. Неприятным для человека является охлаждение ног, поэтому равномерный обогрев нижней зоны помещения вдоль всей наружной стены, и особенно под окнами, является удачным решением, при котором наиболее комфортные условия могут быть достигнуты при наименьших затратах.

Для отдельных помещений и некоторых конструкций отопительного прибора имеется определенная специфика в выборе места расположения обогревателя.

В детских яслях и садах, в комнатах для маленьких детей желательно предусматривать обогреваемый пол или так называемые плинтусные приборы, равномерно обогревающие по периметру всю нижнюю зону помещения. Специальные тепловые дорожки делаются в помещении бассейнов. Обогрев пола желателен в вестибюлях и переходах, в которые люди входят с улицы, занося на ногах снег.

Во многих промышленных цехах с холодным перекрытием и световыми фонарями желательно применять специальный подогрев верхней зоны для предупреждения образования «падающих» в рабочую зону потоков холодного воздуха. Теплопередача приборов, обогревающих фонари и холодные перекрытия, должна компенсировать их теплопотери. Для этого рекомендуется использовать приборы-излучатели, которые подвешивают в виде лент на некотором расстоянии под потолком помещения. Излучая тепло вниз, они равномерно обогревают рабочую зону. Конвективная составляющая их теплоотдачи расходуется на нагревание воздуха под перекрытием и компенсирует его теплопотери, предупреждая образование падающих холодных потоков воздуха.

В зданиях с помещениями небольшой глубины, когда расстояние от наружной стены до противоположной внутренней стены невелико, и расположенных в южных районах, допустимо размещение приборов у внутренних стен.

Вопросы теплообмена различных приборов при любом их расположении в помещении могут быть решены на основе общей задачи тепло-

обмена в обогреваемом помещении, которая подробно рассмотрена в курсе «Строительная теплофизика».

Для оценки общей эффективности обогрева помещения при использовании различных отопительных приборов показательным является распределение температуры воздуха по высоте помещения. Образование тепловой подушки у потолка и перегревание верхней зоны помещения связаны с возрастанием потерь тепла. Наличие холодного воздуха у пола вызывает дискомфортность обстановки. Наилучшие условия создают-

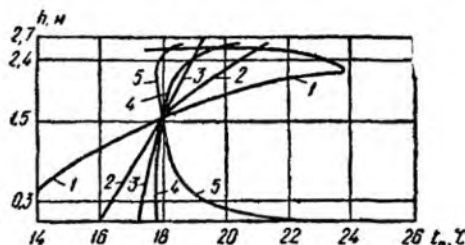


Рис. П.15. Кривые распределения температуры воздуха по высоте помещения при различных видах отопления

1 — печном; 2 — воздушном; 3 — радиаторном; 4 — потолочном панельно-лучистом; 5 — напольном панельно-лучистом

ся при наиболее равномерном распределении температуры по высоте. На рис. П.15 приведены кривые распределения температуры воздуха по высоте помещения при разных видах отопления.

Отопительный прибор должен быть рассчитан как из условия компенсации теплотерь, так и из условия локализации ниспадающих холодных потоков воздуха и уменьшения неприятного радиационного охлаждения в сторону холодных поверхностей помещения. В современных зданиях архитекторы часто стремятся облегчить конструкцию окна и максимально развить его площадь. Эта тенденция противоречит требованиям сокращения теплотерь и поддержания комфортности тепловой обстановки в помещении. Как правило, требование об уменьшении теплотерь должно быть выполнено. Однако в некоторых случаях современные архитектурные тенденции эстетически оправданы и задача инженеров по отоплению и вентиляции заключается в отыскании решения, которое позволит сохранить необходимую комфортность тепловой обстановки в помещении при больших поверхностях остекления и повышенных теплотерях.

2. ВЫБОР СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЯ

При выборе системы отопления здания необходимо учитывать особенности его теплового режима. Это прежде всего действие инфильтрации наружного воздуха под влиянием сил гравитации и ветра, а также солнечной радиации и особенностей технологических тепловыделений.

Зимой вследствие инфильтрации наружного воздуха переохлаждаются нижние этажи, поэтому в многоэтажных зданиях целесообразно применять системы отопления с подачей теплоносителя снизу вверх (с «опрокинутой» циркуляцией). Лестничные клетки, лифтовые шахты и холлы должны отапливаться в основном внизу. Необходимы интенсивный обогрев вестибюлей, устройство теплых тамбуров, нагревание пола.

Охлаждающее действие инфильтрации обусловлено ориентацией ограждений помещения и зависит от направления и скорости ветра. В связи с этим желательно предусматривать пофасадное разделение системы отопления, что позволяет регулировать теплоотдачу приборов в зави-

симости от скорости и направления ветра, температуры наружного воздуха, интенсивности солнечной радиации. Такое разделение системы не исключает необходимости индивидуального ручного или автоматического регулирования теплопередачи отопительных приборов в отдельных помещениях в связи с разнообразием режимов бытовых и технологических тепловыделений.

Система отопления может использоваться для охлаждения помещений в теплый период года. В этом случае предпочтительно применять потолочную панельно-лучистую или конвекторную систему с таким расположением оребренной поверхности, которое исключает образование холодных потоков воздуха вдоль пола.

При совмещенных системах, когда наряду с отоплением в здании предусмотрено кондиционирование воздуха, система отопления в основном предназначается не для компенсации теплотерь, а для локализации охлаждающего влияния наружных ограждений, особенно окон.

Могут быть и другие случаи учета теплового режима при выборе отопления. Например, при строительстве в районах вечной мерзлоты, когда необходимо сохранить мерзлый грунт в основании здания, приходится отказываться от «нижней» (в подполье первого этажа) прокладки магистралей в системе. В то же время при обогреве теплиц требуется обеспечить нужное нагревание грунта и, т. д. Следовательно, устройства для обогрева помещений и система отопления должны выбираться с учетом специфики теплового режима отдельных помещений и здания, так как только в этом случае система отопления сможет выполнить свою основную роль — обеспечение во всех помещениях здания комфортной, требуемой по функциональному назначению, тепловой обстановки в холодный период года.

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- Богуславский Л. Д. Техничко-экономические расчеты при проектировании наружных ограждающих конструкций зданий. М., «Высшая школа», 1969.
- Власов О. Е. Основы строительной теплотехники. М., Изд. ВИА, 1938.
- Горомосов М. С., Шипер Н. А. Гигиеническая оценка лучистого отопления. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1957, № 1.
- Константинова В. Е. Воздушно-тепловой режим в зданиях повышенной этажности. М., Стройиздат, 1969.
- Малышева А. Е. Гигиеническая оценка радиационного охлаждения зданий. — В сб.: Исследования по строительной теплофизике. М., Госстройиздат, 1959.
- Мачинский В. Д. Теплотехнические основы строительства. М., Госстройиздат, 1949.
- Муромов С. И. Расчетные температуры наружного воздуха и теплоустойчивость ограждений. М., Стройиздат, 1939.
- Разумов Н. Н. Графо-аналитический метод расчета воздухообмена. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1968, № 12, 1969, № 1.
- Сандер А. А. Тепловой режим сопряжений наружных и внутренних стен. — В сб.: Строительная теплофизика. Минск. Изд. АН БССР, 1966.
- Титов В. П. Расчет теплотерь от инфильтрации в промышленных зданиях. — В инф. реферат. сб. сер. V: Проектирование отопительно-вентиляционных систем. М., изд. ЦИНИС, вып. 1, 1970.
- Шаприцкая Л. М. Некоторые вопросы теплопередачи через строительные ограждающие конструкции. — «Городская энергетика», 1971, № 2.
- Юргенсон Л. К. Тепловая экономика жилого здания. М., изд. МКХ, 1949.

§ 21. ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ТРЕБОВАНИЯ

Отопительные приборы — один из основных элементов систем водяного и парового отопления — предназначены для передачи тепла от теплоносителя в помещения зданий, в которых необходимо обеспечить требуемый температурный режим. Расчетный тепловой поток от теплоносителя Q_T определяется путем составления теплового баланса для каждого отапливаемого помещения в зависимости от его назначения и режима эксплуатации с выявлением общей потребности помещения в тепле $Q_{п.}$. Этот тепловой поток определяет мощность отопительного прибора $Q_{пр}$ и называется *тепловой нагрузкой прибора*.

Таким образом, в каждый момент времени для обеспечения заданной температуры помещения должно существовать равенство (предполагается, что прибор и теплоноситель в нем имеют малую тепловую инерцию)

$$Q_T = Q_{пр} = Q_{п.} \quad (III.1)$$

каждая составляющая которого достигает расчетных (предельных) значений при определенных метеорологических условиях (см. § 11).

При теплоносителе воде или другой среде, аккумулирующей тепло за счет теплоемкости, передача тепла в помещение сопровождается понижением ее температуры, при водяном паре — фазовым превращением (конденсацией) пара в воду без изменения температуры. В каждый отопительный прибор необходима подача теплоносителя в количестве

$$G_{\text{вод}} = \frac{Q_T}{c(t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}})} \quad (III.2)$$

или

$$G_{\text{пар}} = \frac{Q_T}{q_k}, \quad (III.3)$$

где c — массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·К) [ккал/(кг·°С)];
 $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вых}}$ — температура воды при входе в прибор и выходе из него;
 q_k — удельное тепло фазового превращения (конденсации) пара в воду при определенном давлении пара в приборе, кДж/кг (ккал/кг).

Массовый расход теплоносителя G , определяемый по формулам (III.2) и (III.3), в практических расчетах обычно приводится к часу времени (кг/ч).

К отопительным приборам, устанавливаемым непосредственно в обогреваемых помещениях, предъявляются разнообразные конструктивные и эксплуатационные требования. Эти требования могут быть сведены в следующие пять групп.

1. Теплотехнические требования передачи от теплоносителя в помещение наибольшего теплового потока через определенную площадь

внешней поверхности прибора при прочих равных условиях (вид теплоносителя, температура теплоносителя и воздуха, место установки и т. д.). При этом для комфортности температурных условий одновременно должно обеспечиваться надлежащее обогревание рабочей зоны помещения.

Для выполнения этих требований приборы должны иметь коэффициент теплопередачи не менее $9-10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ или $8-9 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$, учитывая, что для современных конструкций приборов он находится в пределах $4,5-17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Совершенными в теплотехническом отношении считаются отопительные приборы, обладающие повышенным коэффициентом теплопередачи, для которых отношение так называемой эквивалентной площади нагревательной поверхности $f_{\text{э}}$, $\text{м}^2 \text{ экв.}$ (см. § 24) к физической площади внешней поверхности одного и того же элемента $f_{\text{ф}}$, м^2 , больше единицы.

2. Экономические требования, обуславливающие применение отопительных приборов, характеризующихся следующими показателями:

минимальной заводской стоимостью (во всяком случае не превышающей стоимости наиболее распространенных приборов — в настоящее время чугунных радиаторов);

минимальным расходом металла (в радиаторных системах центрального отопления расход металла на приборы достигает $60-80\%$ общей затраты металла на монтаж систем и 20% всего металла, расходуемого на сооружение зданий).

Расход металла на отопительные приборы оценивается показателем теплового напряжения металла прибора — отношением величины теплового потока при температурном напоре в 1° к массе металла прибора.

Обозначим массу металла прибора, передающего от теплоносителя в помещение тепловой поток $Q_{\text{пр}}$, через $G_{\text{м}}$ и выразим показатель теплового напряжения металла прибора

$$M = \frac{Q_{\text{пр}}}{G_{\text{м}} \Delta t} \text{ Вт}/(\text{кг} \cdot \text{К}), \quad (\text{III.4})$$

где Δt — температурный напор.

Очевидно, что чем больше показатель M , тем более экономичным будет прибор по расходу металла. Увеличение этого показателя связано с уменьшением массы металла, израсходованного на прибор, без уменьшения его теплового потока.

Величина показателя M колеблется в настоящее время от $0,19$ ($0,16$) для чугунных отопительных приборов до $1,6 \text{ Вт}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, или $1,4 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$ для одиночной обетонированной стальной трубы. В табл. III.1 приведены средние значения теплового напряжения (массовой плотности теплового потока) металла для некоторых отопительных приборов.

3. Архитектурно-строительные требования — сокращение площади, занимаемой отопительными приборами, и обеспечение эстетически благоприятного их внешнего вида. Для выполнения этих требований приборы должны быть достаточно компактными, т. е. их строительные глубина и ширина, приходящиеся на единицу теплового потока, должны быть наименьшими. Эти условия в ряде случаев противоречат санитарно-гигиеническим требованиям.

4. Санитарно-гигиенические требования, предопределяющие создание приборов, обладающих следующими показателями:

наинизшей температурой внешней поверхности (при одной и той же температуре теплоносителя) во избежание разложения органической пыли;

Таблица III.1

**Масса и тепловое напряжение металла некоторых
отопительных приборов**

Отопительный прибор	Масса металла G_m , кг		Тепловое напряжение металла M	
	на 1000 Вт	на 1000 ккал/ч	Вт./((кг·К)	ккал/(ч·кг·°С)
Ребристые трубы в три ряда .	64,7	75,2	0,25	0,21
Радиаторы:				
типа Н-136	54,8	63,7	0,28	0,24
типа М-140-АО	43	50	0,36	0,31
Ребристая труба типа РК .	34,4	40	0,45	0,39
Гладкая стальная труба $d_y =$ $= 20$ мм	22,7	26,4	0,68	0,59
Панель бетонная подоконная при шаге труб 130 мм . . .	20,8	24,2	0,74	0,64
Конвекторы:				
типа «Аккорд»	17,2	20	0,9	0,78
типа «Комфорт»	12,2	14,2	1,27	1,09
Панель бетонная при шаге труб > 300 мм	11,7	13,6	1,32	1,14

гладкой поверхностью для уменьшения отложения пыли и облегчения ее очистки. Кроме того, должны обеспечиваться доступность и удобство очистки пространства внутри, за и под приборами.

5. Производственно-монтажные требования, отражающие необходимость повышения производительности труда при изготовлении и монтаже отопительных приборов. Конструкция их должна благоприятствовать массовому производству, допускать применение автоматизации производства и быть удобной в монтаже, т. е. должна иметь минимальное число мест соединений, приходящихся на единицу площади поверхности, и обеспечивать простое присоединение к трубам и крепление к ограждениям.

Приборы должны быть механически прочными, удобными для транспортирования, их стенки — температуроустойчивыми, паро- и водонепроницаемыми.

Всем перечисленным требованиям одновременно удовлетворить весьма трудно, и этим объясняется разнообразие видов и типов отопительных приборов. При этом каждый их тип в наибольшей степени отвечает какой-либо группе требований, уступая другому в отношении прочих требований. Например, отопительные приборы для лечебных учреждений отвечают повышенным санитарно-гигиеническим требованиям за счет уменьшения других показателей.

При дальнейшем рассмотрении отдельных видов отопительных приборов будем исходить из соответствия их перечисленным выше требованиям, а сравнивая их с приборами других видов, отмечать их основные преимущества и недостатки.

§ 22. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Виды отопительных приборов определяются их конструкцией, обуславливающей способ передачи тепла (преобладать может конвективный

или радиационный теплообмен) от внешней поверхности приборов в помещение. Существует шесть основных видов отопительных приборов: радиаторы, панели, конвекторы, ребристые трубы, гладкотрубные приборы и калориферы.

По характеру внешней поверхности отопительные приборы могут быть с гладкой (радиаторы, панели, гладкотрубные приборы) и ребристой поверхностью (конвекторы, ребристые трубы, калориферы).

По материалу, из которого изготавливаются отопительные приборы, различают металлические, комбинированные и неметаллические приборы.

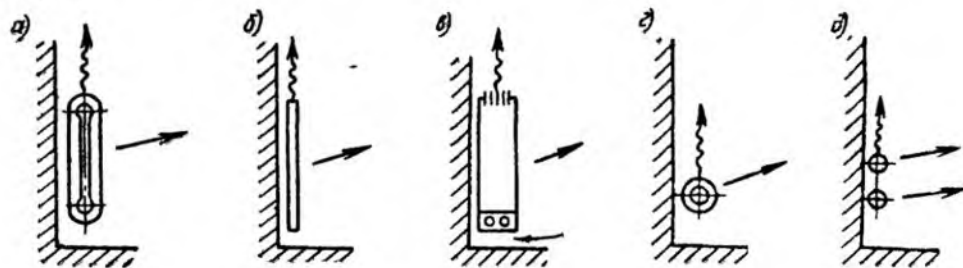


Рис. III.1. Схемы отопительных приборов

а — радиатора, б — панели, в — конвектора, г — ребристой трубы, д — гладкотрубного прибора

Металлические приборы выполняют чугунными (из серого литейного чугуна) и стальными (из листовой стали и стальных труб).

В комбинированных приборах используют бетонный или керамический массив, в котором заделаны стальные или чугунные греющие элементы (отопительные панели), или оребренные стальные трубы, помещенные в неметаллический (например, асбестоцементный) кожух (конвекторы).

Неметаллические приборы представляют собой бетонные панели с заделанными стеклянными или пластмассовыми трубами или с пустотами вообще без труб, а также фарфоровые и керамические радиаторы.

По высоте все отопительные приборы можно подразделить на высокие (высотой более 600 мм), средние (400—600 мм) и низкие (< 400 мм). Низкие приборы высотой менее 200 мм называются плинтусными.

Схемы отопительных приборов пяти видов приведены на рис III 1. Калорифер, применяемый прежде всего для нагревания воздуха в системах вентиляции, описывается в курсе «Вентиляция».

Радиатором принято называть прибор конвективно-радиационного типа, состоящий из отдельных колончатых элементов — секций с каналами круглой или эллипсообразной формы. Радиатор отдает в помещение радиацией около 25% всего количества тепла, передаваемого от теплоносителя, и именуется радиатором лишь по традиции.

Панель — прибор конвективно-радиационного типа относительно малой глубины, не имеющий просветов по фронту. Панель передает радиацией несколько большую, чем радиатор, часть теплового потока, однако только потолочная панель может быть отнесена к приборам радиационного типа (отдающим радиацией более 50% всего количества тепла).

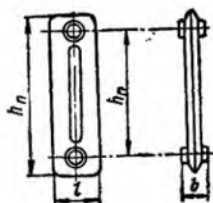
Отопительная панель может иметь гладкую, слегка оребренную или волнистую поверхность, колончатые или змеевиковые каналы для теплоносителя.

Конвектор — прибор конвективного типа, состоящий из двух элементов — ребристого нагревателя и кожуха. Конвектор передает в помещение конвекцией не менее 75% всего количества тепла. Кожух декорирует нагреватель и способствует повышению скорости естественной конвекции воздуха у внешней поверхности нагревателя. К конвекторам относятся также плинтусные отопительные приборы без кожуха.

Ребристой трубой называется открыто устанавливаемый отопительный прибор конвективного типа, у которого площадь внешней теплоотдающей поверхности не менее чем в 9 раз превышает площадь внутренней тепловоспринимающей.

Рис. III.2. Секция двухколончатого радиатора

h_{Π} — полная высота, $h_{\text{м}}$ — монтажная (строительная) высота, l — глубина; b — ширина



Гладкотрубным называется прибор, состоящий из нескольких соединенных вместе стальных труб, образующих каналы колончатой (регистр) или змеевиковой (змеевик) формы для теплоносителя.

Рассмотрим, как выполняются требования, предъявляемые к отопительным приборам.

1. Радиаторы керамические и фарфоровые изготавливаются обычно в виде блоков, отличаются приятным внешним видом, имеют гладкую, легко очищаемую от пыли поверхность. Обладают достаточно высокими теплотехническими показателями: $k_{\text{пр}} = 9,5\text{—}10,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [$8\text{—}9 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$]; $f_{\text{в}}/f_{\text{ф}} > 1$ и пониженной температурой поверхности в сравнении с металлическими приборами. При их использовании уменьшается расход металла в системе отопления.

Керамические и фарфоровые радиаторы не получили широкого распространения из-за недостаточной прочности, ненадежности соединения с трубами, затруднений при изготовлении и монтаже, возможности проникания водяного пара через керамические стенки. Применяются они в малоэтажном строительстве, используются в качестве безнапорных отопительных приборов.

2. Радиаторы чугунные — широко применяемые отопительные приборы — отливаются из серого чугуна в виде отдельных секций и могут компоноваться в приборы различной площади путем соединения секций на ниппелях с прокладками из термостойкой резины. Известны разнообразные конструкции одно-, двух- и многоколончатых радиаторов различной высоты, но наиболее распространены двухколончатые (рис. III.2) средние и низкие радиаторы.

Радиаторы рассчитаны на максимальное эксплуатационное (обычно употребляется термин — рабочее) давление теплоносителя 0,6 МПа ($6 \text{ кгс}/\text{см}^2$) и обладают сравнительно высокими теплотехническими показателями: $k_{\text{пр}} = 9,1\text{—}10,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [$7,8\text{—}9,1 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$] и $f_{\text{в}}/f_{\text{ф}} \leq 1,35$.

Однако значительная металлоемкость радиаторов [$M = 0,29\text{—}0,36 \text{ Вт}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ или $0,25\text{—}0,31 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$] и другие недостатки

вызывают замену их более легкими и менее металлоемкими приборами. Следует отметить их непривлекательный вид при открытой установке в современных зданиях. В санитарно-гигиеническом отношении радиаторы, кроме одноколоччатых, не могут считаться удовлетворяющими требованиям, так как очистка от пыли межсекционного пространства достаточно затруднительна.

Производство радиаторов трудоемко, монтаж затруднителен из-за громоздкости и значительной массы собранных приборов.

Стойкость против коррозии, долговечность, компоновочные преимущества при неплохих теплотехнических показателях, налаженность производства способствуют высокому уровню выпуска радиаторов в нашей стране. В настоящее время выпускается двухколоччатый чугунный радиатор типа М-140-АО с глубиной секции 140 мм и межколоччатым наклонным оребрением, а также типа С-90 с глубиной секции 90 мм.

3. Панели стальные отличаются от чугунных радиаторов меньшей массой и стоимостью. Стальные панели рассчитаны на рабочее давление до 0,6 МПа (6 кгс/см²) и имеют высокие теплотехнические показатели: $k_{\text{пр}} = 10,5 - 11,5$ Вт/(м²·К) [9—10 ккал/(ч·м²·°С)] и $f_{\text{a}}/f_{\text{ф}} \leq 1,7$.

Панели изготовляют двух конструкций: с горизонтальными коллекторами, соединенными вертикальными колонками (колоччатой формы), и с горизонтальными последовательно соединенными каналами (змеевиковой формы). Змеевик иногда выполняется из стальной трубы и приваривается к панели; прибор в этом случае называется листотрубным.

Панели удовлетворяют архитектурно-строительным требованиям, особенно в зданиях из крупных строительных элементов, легко очищаются от пыли, позволяют механизировать их производство с применением автоматики. На одних и тех же производственных площадях возможен выпуск в год вместо 1,5 млн. м² энтп чугунных радиаторов до 5 млн. м² энтп стальных. Наконец, при использовании стальных панелей сокращаются затраты труда при монтаже из-за уменьшения массы металла до 10 кг/м² энтп. Уменьшение массы повышает тепловое напряжение металла до 0,55—0,8 Вт/(кг·К) [0,47—0,7 ккал/(ч·кг·°С)]. Распространение стальных панелей ограничивается необходимостью применения холоднокатаной листовой стали высокого качества толщиной 1,2—1,5 мм, стойкой по отношению к коррозии. При изготовлении из обычной листовой стали срок службы панелей сокращается из-за интенсивной внутренней коррозии. Стальные панели, кроме листотрубных, используют в системах отопления с обескислороженной водой.

Стальные штампованные панели и радиаторы различных конструкций широко применяются за рубежом (в Финляндии, США, ФРГ и др.). В нашей стране выпускаются средние и низкие стальные панели с каналами колоччатой и змеевиковой формы для одиночной и спаренной (по глубине) установки.

4. Панели бетонные отопительные (см. рис. VIII.6—VIII.10) изготовляют:

а) с обетонированными нагревательными элементами змеевиковой или колоччатой формы из стальных труб диаметром 15 и 20 мм;

б) с бетонными, стеклянными или пластмассовыми каналами различной конфигурации (безметалльные панели).

Эти приборы располагают в ограждающих конструкциях помещений (совмещенные панели) или приставляют к ним (приставные панели). Подробное описание и характеристика панелей даны в § 82.

При применении стальных нагревательных элементов бетонные ото-

пигельные панели можно использовать при рабочем давлении теплоносителя до 1 МПа (10 кгс/см²).

Бетонные панели обладают теплотехническими показателями, близкими к показателям других гладких приборов: $k_{пр}=7,5-11,5$ Вт/(м²·К) [6,5—10 ккал/(ч·м²·°С)] и $f_{\partial}/f_{\phi} \approx 1$, а также высоким тепловым напряжением металла (см. табл. III.1). Панели, особенно совмещенные, отвечают строгим архитектурно-строительным, санитарно-гигиеническим и другим требованиям.

Однако бетонные панели, несмотря на их соответствие большинству требований, предъявляемых к отопительным приборам, не получают достаточно широкого распространения из-за эксплуатационных недостатков (совмещенные панели) и трудности монтажа (приставные панели).

5. Конвекторы обладают сравнительно низкими теплотехническими показателями: $k_{пр}=4,7-6,5$ Вт/(м²·К) [4—5,5 ккал/(ч·м²·°С)] и $f_{\partial}/f_{\phi} < < 1$, для отдельных типов конвекторов до 0,6. Тем не менее их производство во многих странах растет (при сокращении производства чугунных отопительных приборов) из-за простоты изготовления, возможности механизации и автоматизации производства, удобства монтажа (масса всего 5—8 кг/м² эмп). Малая металлоемкость способствует повышению теплового напряжения металла прибора. $M=0,8-1,3$ Вт/(кг·К) [0,7—1,1 ккал/(ч·кг·°С)]. Приборы рассчитаны на рабочее давление теплоносителя до 1 МПа (10 кгс/см²).

Конвекторы могут иметь стальные или чугунные нагревательные элементы. В настоящее время в СССР выпускаются конвекторы со стальными нагревателями:

- плинтусные конвекторы без кожуха (типа 15 КП и 20 КП);
- низкие конвекторы без кожуха (типа «Прогресс», «Аккорд»);
- низкие конвекторы с кожухом (типа «Комфорт»).

Плинтусный конвектор типа 20 КП (15 КП) состоит из стальной трубы диаметром $d_y=20$ мм (15 мм) и замкнутого оребрения высотой 90 (80) мм с шагом 20 мм, изготовляемого из листовой стали толщиной 0,5 мм, плотно посаженного на трубу. Конвекторы 20 КП и 15 КП выпускаются различной длины (через 0,25 м) и на заводе komponуются в узлы, состоящие из нескольких конвекторов (по длине и высоте), связывающих их трубы и регулирующих кранов.

Следует отметить такое преимущество применения плинтусных конвекторов, как улучшение теплового режима помещений при размещении их в нижней зоне по длине окон и наружных стен; кроме того, они занимают мало места по глубине помещений (строительная глубина всего 70 и 60 мм). Их недостатками являются: затрата листовой стали, недостаточно эффективно используемой для теплопередачи, и затруднительность очистки оребрения от пыли. Хотя пылесобирающая поверхность у них невелика (меньше, чем у радиаторов), все же их не рекомендуется применять для отопления помещений с повышенными санитарно-гигиеническими требованиями (в лечебных зданиях и детских учреждениях).

Низкий конвектор типа «Прогресс» является модификацией конвектора 20 КП, основанной на двух трубах, связанных общим оребрением той же конфигурации, но большей высоты.

Низкий конвектор типа «Аккорд» также состоит из двух параллельных стальных труб $d_y=20$ мм, по которым последовательно протекает теплоноситель, и вертикальных элементов оребрения (высота 300 мм) из листовой стали толщиной 1 мм, насаженных на трубы с зазорами 20 мм. Элементы оребрения, формирующие так называемую лицевую повед-

ность прибора, имеют в плане П-образную форму (ребро 60 мм) и открыты к стене.

Конвектор типа «Аккорд» изготавливается различной длины и устанавливается в один и два ряда по высоте.

В конвекторе с кожухом увеличивается подвижность воздуха, способствующая увеличению теплопередачи прибора. Теплопередача конвекторов увеличивается в зависимости от высоты кожуха (h_k на рис. III.3):

Высота кожуха h_k , мм	Без кожуха	250	400	600
Относительная теплопередача, %	100	115—118	130	140

Конвекторы с кожухом применяют в основном для отопления помещений общественных зданий (например, в Москве они установлены в зданиях Дворца съездов, гостиниц «Россия» и «Интурист», кинотеатра «Октябрь»).

Низкий конвектор с кожухом типа «Комфорт» состоит из стального нагревательного элемента, разборного кожуха из стальных панелей, воздуховыпускной решетки и клапана для воздушного регулирования (рис. III.3). В нагревательном элементе прямоугольные ребра насажены на две трубы $d_y = 15$ или 20 мм с шагом от 5 до 10 мм. Общая масса металла нагревателя 5,5—7 кг/м² энт.

Конвектор имеет глубину 60—160 мм, устанавливается на полу или на стене и может быть по движению теплоносителя проходным (для соединения по горизонтали с другим конвектором) и концевым (с калачом).

Наличие клапана (см. рис. III.3) для воздушного регулирования позволяет соединять конвекторы последовательно по теплоносителю без установки арматуры для регулирования его количества. Конвекторы могут быть также с искусственной конвекцией при установке в кожухе вентилятора специальной конструкции.

6. Ребристые трубы изготавливают из серого чугуна и применяют при рабочем давлении до 0,6 МПа (6 кгс/см²). Наибольшее распространение имеют фланцевые чугунные трубы, на наружной поверхности которых размещаются тонкие прилитые круглые ребра.

Внешняя поверхность ребристой трубы из-за высокого коэффициента оребрения во много раз больше, чем поверхность гладкой трубы такого же диаметра (внутренний диаметр ребристой трубы 70 мм) и длины. Компактность прибора, пониженная температура поверхности ребер при использовании высокотемпературного теплоносителя, сравнительная простота изготовления и невысокая стоимость обуславливают применение этого малоэффективного в теплотехническом отношении прибора: $k_{пр} = 4,7—5,8$ Вт/(м²·К) [4—5 ккал/(ч·м²·°С)]; $f_{af}/f_{\phi} = 0,55—0,69$. К его недостаткам также нужно отнести неудовлетворительный внешний вид, малую механическую прочность ребер и трудность очистки от пыли. Ребристые трубы имеют также весьма низкий показатель теплового напряжения металла: $M = 0,25$ Вт/(кг·К) [0,21 ккал/(ч·кг·°С)].

Применяют их в производственных помещениях, в которых нет значительного выделения пыли, и во вспомогательных помещениях с временным пребыванием людей.

В настоящее время выпускаются круглые ребристые трубы по ограниченному сортаменту длиной от 0,75 до 2 м для горизонтальной уста-

новки. Разрабатываются сталечугунные ребристые трубы, к которым относится ребристая труба типа РК с прямоугольными ребрами 70×130 мм. Эта труба отличается простотой изготовления и относительно небольшой массой. Основанием служит стальная труба $d_y = 20$ мм, залитая в чугунное оребрение толщиной 3—4 мм. Поверх ребер приливают две продольные пластины для защиты основного оребрения от механического повреждения. Прибор рассчитан на рабочее давление до 1 МПа (10 кгс/см^2).

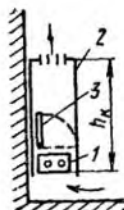


Рис III 3 Схема конвектора с кожухом

1 — нагревательный элемент, 2 — кожух, 3 — воздушный клапан

Для сравнительной теплотехнической характеристики основных отопительных приборов в табл. III.2 приведена теплопередача приборов длиной 1 м.

Таблица III.2

Теплопередача отопительных приборов длиной 1 м
при $\Delta t_{\text{ср}} = 64,5^\circ$ и расходе воды 300 кг/ч

Отопительные приборы	Глубина прибора, мм	Теплопередача	
		Вт/м	ккал/(ч·м)
Радиаторы:			
типа М-140-АО	140	1942	1670
типа С-90	90	1448	1245
Панели стальные типа МЗ-500:			
одиночная	18	864	743
спаренная	78	1465	1260
Конвекторы типа 20 КП:			
однорядный	70	331	285
трехрядный	70	900	774
Конвекторы:			
типа «Комфорт» Н-9	123	1087	935
типа «Комфорт-20»	160	1467	1262
Ребристая труба	175	865	744

Как видно из таблицы, высокой теплопередачей на 1 м длины отличаются более глубокие отопительные приборы; наибольшую теплопередачу имеет чугунный радиатор, наименьшую — плитусный конвектор.

7. Гладкотрубные приборы выполняют из стальных труб в форме змеевиков (трубы соединены по движению теплоносителя последовательно, что увеличивает его скорость и гидравлическое сопротивление прибора) и колонок или регистров (параллельное соединение труб с пониженным гидравлическим сопротивлением прибора).

Приборы сваривают из труб $d_y = 32—100$ мм, расположенных на расстоянии одна от другой не менее выбираемого диаметра труб для уменьшения взаимного облучения и соответственно увеличения теплопередачи

Показатели отопительных приборов различных видов *

Отопительные приборы	Требования, предъявляемые к приборам										
	теплотехнические		экономические		архитектурно-строительные		санитарно-гигиенические		производственно-монтажные		
	$k_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	относительная эффективность	стоимость	расход металла	внешний вид	компактность	температура поверхности	очистка от пыли	механическая износостойкость	трудозатраты при монтаже	
Рабочее давление в 10 ⁵ Па (кгс/см ²)											
Раднаторы:											
керамические и ферро-вые	2—4	> 1	—	++	+	—	+	++	—	—	—
чугунные	6	До 1,35	—	—	—	+	—	—	—	—	—
Панели:											
стальные	6	До 1,7	++	+	+	—	—	+	+	+	+
бетонные	10	~ 1	+	++	+	±	+	+	+	±	±
Конвекторы:											
без кожуа	10	< 1	±	+	±	±	+	—	+	+	+
с кожухом	6	0,55—0,69	+	—	±	++	+	—	—	—	—
Резиновые трубы	10	До 1,8	—	—	—	—	—	+	+	—	—
Гладкотрубные приборы	10	До 1,8	—	—	—	—	—	—	+	—	—
Калориферы	8	> 1	—	+	—	+	—	+	—	+	—

Примечание. Знаком + отмечено выполнение, знаком — невыполнение требований, предъявляемых к приборам; знаком ++ отмечены показатели, определяющие основное преимущество данного вида отопительного прибора.

в помещение. Гладкотрубные приборы применяют при рабочем давлении до 1 МПа (10 кгс/см^2). Они обладают высокими теплотехническими показателями: $k_{\text{пр}} = 10,5\text{—}14 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ [$9\text{—}12 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C)}$] и $f_{\text{в}}/f_{\text{ф}} \leq \leq 1,8$, причем наибольшие значения относятся к гладким стальным трубам диаметром 32 мм.

Гладкотрубные приборы отвечают санитарно-гигиеническим требованиям — их пылесобирающая поверхность невелика и легко очищается.

К недостаткам гладкотрубных приборов относятся их громоздкость, обусловленная ограниченностью площади внешней поверхности, неудобство размещения под окнами, увеличение расхода стали в системе отопления. Учитывая указанные недостатки и неблагоприятный внешний вид, эти приборы применяют в производственных помещениях, в которых происходит значительное выделение пыли, а также в тех случаях, когда не могут быть использованы приборы других видов. В производственных помещениях их часто используют для обогрева световых фонарей.

8. Калориферы — компактные нагревательные приборы значительной площади (от 10 до 70 м^2) внешней поверхности, образованной несколькими рядами оребренных труб; применяют их для воздушного отопления помещений в местных и центральных системах. Непосредственно в помещениях калориферы используют в составе воздушно-отопительных агрегатов различных типов или для рециркуляционных воздухогревателей (см. § 72—73). Калориферы рассчитаны на рабочее давление теплоносителя до 0,8 МПа (8 кгс/см^2); их коэффициент теплопередачи зависит от скорости движения воды и воздуха, поэтому может изменяться в широких пределах от 9 до 35 и более $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ [от 8 до 30 и более $\text{ккал/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C)}$].

В табл. III.3 приведены показатели отопительных приборов различных видов; условно отмечено выполнение или невыполнение требований, предъявляемых к приборам.

§ 23. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ОТОПИТЕЛЬНОГО ПРИБОРА

Передача тепла от теплоносителя — воды или пара — в помещение происходит через стенку отопительного прибора. Интенсивность теплового потока характеризуется коэффициентом теплопередачи $k_{\text{пр}}$. Величина коэффициента теплопередачи выражается плотностью теплового потока на внешней поверхности стенки, отнесенного к разности температуры теплоносителя и воздуха, разделенных стенкой. Термин «плотность» в данном случае применен к количеству тепла, переносимого в единицу времени через единицу площади внешней поверхности отопительного прибора.

Коэффициент теплопередачи отопительного прибора численно равен величине, обратной общему сопротивлению $R_{\text{пр}}$ тепловому потоку от теплоносителя через стенку прибора в помещение:

$$k_{\text{пр}} = \frac{1}{R_{\text{пр}}} \quad (III.5)$$

Величина $R_{\text{пр}}$ складывается из сопротивления теплообмену $R_{\text{в}}$ у внутренней поверхности стенки прибора, сопротивления теплопроводности стенки $R_{\text{ст}}$ и сопротивления теплообмену $R_{\text{н}}$ у внешней поверхности прибора $F_{\text{пр}}$:

$$R_{\text{пр}} = R_{\text{в}} + R_{\text{ст}} + R_{\text{н}} \quad (III.6)$$

Процесс переноса тепла 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 передачи тепла основным явлением, как будет выяснено ниже, преимущественно является конвекция.

При передаче теплового потока через плоскую стенку сопротивление теплообмену со средой, окружающей стенку, определяется коэффициентом внешнего теплообмена и равняется $\frac{1}{\alpha_n}$.

При передаче теплового потока через цилиндрическую стенку (например, гладкотрубного отопительного прибора) сопротивление теплообмену со средой приводится к диаметру трубы $\frac{1}{\alpha_n d}$.

При передаче теплового потока через шаровую стенку (например, в углу чугунного прибора) влияние развития площади внешней поверхности сказывается еще сильнее и сопротивление теплообмену со средой выражается $\frac{1}{\alpha_n d^2}$.

В этой закономерности проявляется различие в размерах внешней поверхности плоской стенки, трубы и шара.

Известно также, что коэффициент конвективного теплопереноса в слое воздуха значительно меньше такого в слое воды или пара и поэтому сопротивление внешнему теплообмену у стенки отопительного прибора сравнительно велико. Следовательно, для увеличения теплового потока необходимо развивать площадь внешней поверхности отопительного прибора. В отопительных приборах это выполняется путем создания специальных выступов, приливов и оребрения.

Рассмотрим слагаемые выражения (III.6) применительно к отопительному прибору с несколько развитой площадью внешней поверхности F_{np} по сравнению с площадью внутренней поверхности F_v .

Сопротивление теплообмену у внутренней поверхности, отнесенное к площади внешней поверхности прибора (отношение площадей равно F_{np}/F_v),

$$R_v = \frac{1}{\alpha_v} \frac{F_{np}}{F_v} = R'_v F_{np} \quad (III.7)$$

Коэффициент теплообмена у внутренней поверхности прибора α_v изменяется в широких пределах в зависимости от вида теплоносителя: наибольших значений он достигает при паре; при воде его величина порядка сотен и десятков Вт/(м²·К) определяется в основном скоростью движения и температурой воды.

В емких чугунных и стальных радиаторах передача тепла через пограничный слой часто происходит при незначительной скорости движения воды — около 0,001 м/с. Такой скорости соответствует величина $Re_\tau \approx 80$, относящаяся к ламинарному режиму течения воды ($Re_\tau < 3 \cdot 10^3$).

Коэффициент теплообмена в пограничном слое воды у внутренней поверхности стенки радиатора при этом определяется по уравнению подобия:

$$Nu_\tau = 0,17 Re_\tau^{0,33} Pr_\tau^{0,43} Gr_\tau^{0,1} \left(\frac{Pr_\tau}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \quad (III.8)$$

За определяющую температуру здесь принята средняя температура воды t_t , а за определяющий размер — эквивалентный диаметр d_a . Теплообмен, как видно из уравнения (III.8), зависит не только от режима течения, который определяется числом Re_t , и физических свойств воды, характеризуемых числом Pg_t , но и от естественной конвекции воды (число Gg_t) и направления теплового потока (отношение $Pg_t/Pg_{ст}$, где число $Pg_{ст}$ определяется при температуре стенки).

Для учета зависимости теплообмена от направления теплового потока требуется знать температуру стенки прибора $t_{ст}$. В расчетах можно

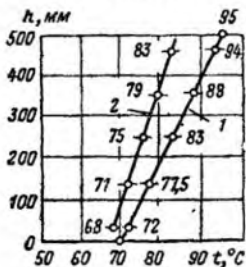


Рис. III.4. Изменение температуры воды 1 и наружной поверхности 2 по высоте h чугунного радиатора

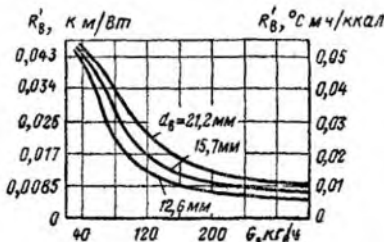


Рис. III.5. Зависимость сопротивления теплообмену $R'_в$ от расхода теплоносителя G и внутреннего диаметра трубы $d_в$

ограничиться приближенной оценкой $t_{ст} \approx 0,9 t_1$, так как отношение чисел Прандтля входит в уравнение (III.8) лишь в степени 0,25.

Формула (III.8) дает среднее по длине значение коэффициента теплообмена при отношении длины к диаметру $l/d_a > 50$. При длине $l < 50 d_a$, характерной для большинства отопительных приборов, величина α_n возрастает. Поправочный коэффициент имеет значение, например, при $l/d_a = 20$ — 1,13, а при $l/d_a = 10$ увеличивается до 1,28.

Из уравнения (III.8) после его преобразования в обычных расчетных условиях для чугунных радиаторов можно получить $\alpha_n \approx 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [$50 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C})$]. Сопротивление теплообмену у внутренней поверхности обуславливает снижение температуры наружной поверхности радиаторов по сравнению с температурой воды. Из рис. III.4 видно, что в средней по высоте части прибора температура понижается не менее чем на $7-8^\circ$ (прямая 1 представляет собой предполагаемое по линейному закону изменение температуры воды, прямая 2 построена по измеренной в натуре температуре поверхности по высоте радиатора).

По формуле (III.7) можно установить, что для радиатора с отношением $F_{пр}/F_в = 1,3$ сопротивление теплообмену у внутренней поверхности стенки составляет:

$$R_в \approx \frac{1}{60} 1,3 = 2,2 \cdot 10^{-2} \text{ К} \cdot \text{м}^2 / \text{Вт}$$

$$[2,6 \cdot 10^{-2} \text{ } ^\circ \text{C} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ч} / \text{ккал}].$$

В прямых гладких трубах конвекторов и панелей теплообмен у внутренней поверхности стенки определяется прежде всего режимом движения воды. При ламинарном и слабо развитом турбулентном режимах

коэффициент теплообмена α_B находится из уравнения (III.8), при турбулентном режиме ($Re_T > 10^4$) — из уравнения подобия

$$Nu_T = 0,021 Re_T^{0,8} Pr_T^{0,43} \left(\frac{Pr_T}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (III.9)$$

Формула (III.9) также применима при длинных трубах (при $l/d > 50$). При коротких трубах (при $l/d < 50$) передача тепла протекает более интенсивно, чем при длинных. Поправочный коэффициент к величине α_B имеет значение, например, при $l/d = 20 - 1,13$ ($Re_T = 10^4$), уменьшающееся по мере возрастания числа Re_T .

Для труб малого диаметра на основании рис. III.5 можно установить, что с увеличением расхода воды коэффициент теплообмена α_B заметно возрастает, а затем при массовом расходе воды более 200 кг/ч остается практически неизменным.

При движении воды в изогнутых трубах (отводах, змеевиках) возникающий центробежный эффект вызывает так называемую вторичную циркуляцию, и вследствие этого перенос тепла усиливается. Поэтому значение коэффициента внутреннего теплообмена в изогнутых трубах выше, чем в прямых.

Сопrotивление теплопроводности стенки чугунного и стального отопительного прибора без учета загрязнения, окраски и специального оребрения его внешней поверхности равно:

$$R_{ст} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \frac{F_{пр}}{F_B} \quad (III.10)$$

Для относительно толстостенного чугунного радиатора сопротивление теплопроводности стенки (средняя толщина 4 мм) составляет:

$$R_{ст} = \frac{0,004}{50} 1,3 \approx 1 \cdot 10^{-4} \text{ К} \cdot \text{м}^2 / \text{Вт}$$

$$[1,2 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{С} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ч} / \text{ккал}],$$

т. е. пренебрежимо мало по сравнению с другими величинами, составляющими общее сопротивление тепловому потоку для прибора.

В бетонных отопительных панелях сопротивление теплопроводности слоя бетона заметно отражается на общем сопротивлении теплопередачи прибора. Это сопротивление зависит от диаметра труб d , расстояния между ними — шага труб s , глубины заложения труб h , теплопроводности массива бетона λ_m , а также различно для панелей с односторонней и двухсторонней теплоотдачей.

Для бетонных панелей с трубчатыми греющими элементами обычно определяется сопротивление теплопроводности массива бетона R'_m , отнесенное к 1 м трубы при теплопроводности бетона $\lambda_m = 1 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$ [$1 \text{ ккал} / (\text{ч} \cdot \text{м} \cdot \text{ }^\circ\text{С})$]. На рис. III.6, а и б приведены графики для определения R'_m , отнесенного к 1 м трубы, расположенной в ряду среди других (средняя труба). В специальной литературе можно также найти данные для отыскания R'_m , отнесенного к 1 м крайней и одиночной трубы в бетонной панели.