

Уменьшение коэффициента расхода воздуха характеризует возрастание сопротивления воздухопроницанию входа. Путем конструктивного изменения, например, входа с двойными дверями, разделенными тамбуром, можно сократить его воздухопроницание почти на 30%; при замене его входом с тройными дверями можно уменьшить расход холодного воздуха в 2 раза, а при установке во входе вращающейся (турникетной) двери количество наружного воздуха, проникающего в здание, снижается в 7—7,5 раза.

Для большинства гражданских зданий характерно многократное открывание входных дверей. В отдельных случаях входные двери остаются постоянно открытыми (например, в крупном магазине), и тогда удельный поток холодного воздуха по формуле (VII.47) определяет мощность воздушно-тепловой завесы. Во всех других случаях эта мощность может быть снижена пропорционально времени поступления холодного воздуха в течение часа. Тогда при периодическом открывании дверей небольшие, часто поступающие порции холодного воздуха будут быстро прогреваться горячим воздухом непрерывно действующей завесы умеренной мощности и в помещениях, прилегающих к входу, может поддерживаться достаточно ровная температура.

Следовательно, для выбора мощности завесы необходимо знать общее время, в течение которого входные двери будут открытыми. При проходе одного человека створка входных дверей в течение некоторого промежутка времени (до 10 с) раскрывается и вновь закрывается. Общее время постепенного раскрывания и закрывания створки, когда площадь открытого проема непрерывно изменяется, можно привести к эквивалентному (по воздухопроницанию) времени нахождения створок дверей входа в полностью раскрытом состоянии, условно считая, что створки мгновенно распахиваются и столь же быстро закрываются.

Эквивалентное время  $\tau_3$  при проходе одного человека через одинарные двери составляет 2 с, через двойные — 1,5 с и через тройные — 1—1,2 с.

Зная число людей, проходящих через вход в течение часа, можно определить общее массовое количество холодного воздуха, кг/ч, входящее в формулу (VII.44):

$$G_{вх} = 0,9 j_{вх} F_{дв} \tau_3 N, \quad (\text{VII.48})$$

где  $j_{вх}$  — удельный поток холодного воздуха, кг/(м<sup>2</sup>·с), вычисляемый по формуле (VII.47);

$F_{дв}$  — площадь одной открываемой створки дверей входа, м<sup>2</sup>;

$\tau_3$  — эквивалентное время открывания дверей, с;

$N$  — число людей, проходящих через вход в 1 ч.

В формуле (VII.48) численный коэффициент 0,9 учитывает задерживающее влияние фигуры человека, проходящего через дверной проем площадью около 2 м<sup>2</sup>, на количество одновременно протекающего воздуха.

Из рассмотрения формул (VII.44), (VII.47) и (VII.48) можно сделать вывод, что технико-экономические показатели воздушно-тепловой завесы (мощность и связанные с ней капитальные и эксплуатационные затраты) зависят от параметров наружного воздуха, высоты здания, конструкции входа и режима его использования. При прочих равных условиях мощность завесы в значительной степени определяется величиной сопротивления воздухопроницанию выбранной конструкции входа.

Тепловая мощность калориферов  $Q_3$  рециркуляционной установки воздушно-тепловой завесы равняется расходу тепла на нагревание наружного воздуха, проникающего через вход [см. формулу (VII.43)], т. е.

$$Q_3 = Q_{вх}. \quad (\text{VII.49})$$

Иногда воздух для воздушно-тепловой завесы забирается снаружи и предназначается также для вентиляции помещений, прилегающих к входу. В этом случае расход тепла на нагревание воздуха в калориферах увеличивается и вычисляется по формуле

$$Q_3 = G_3 c (t_r - t_n). \quad (\text{VII.50})$$

**Пример VII.9.** Требуется рассчитать рециркуляционную воздушно-тепловую завесу для входа в 9-этажное здание гостиницы в Москве при высоте этажа 3 м и числе проходящих людей 1000 в 1 ч. Вход состоит из трех взаимно перпендикулярных дверей со створками размером  $0,8 \times 2,5$  м, разделенными двумя тамбурами ( $\zeta_{вх} = 3,8$ ).

Расчетная разность давления по обе стороны входа определяется по формуле (VII.45) при  $t_n = -26^\circ\text{C}$ :

$$\Delta p_{вх} = 0,5 \cdot 9,81 (3 \cdot 9 + 2 \cdot 3 - 2,5) (1,43 - 1,205) = 33,6 \text{ Па } (3,4 \text{ кгс/м}^2).$$

Удельный поток холодного воздуха находим по формуле (VII.47):

$$i_{вх} = \left( 1,43 \frac{2 \cdot 33,6}{1 + 3,8} \right)^{0,5} = 4,5 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Общее массовое количество холодного воздуха, поступающего в здание, вычисляем по формуле (VII.48):

$$G_{вх} = 0,9 \cdot 4,5 \cdot 0,8 \cdot 2,5 \cdot 1,1 \cdot 1000 = 8910 \text{ кг/ч}.$$

Расход тепла на нагревание холодного воздуха рассчитываем по формуле (VII.43):

$$Q_{вх} = 8910 \cdot 1 (20 + 26) = 410 \cdot 10^3 \text{ кДж/ч } (98,4 \cdot 10^3 \text{ ккал/ч)}.$$

Массовое количество воздуха, подаваемого для воздушно-тепловой завесы, нагретого до  $t_r = 50^\circ\text{C}$ , определяем по формуле (VII.44):

$$G_3 = 8910 \frac{20 + 26}{50 - 20} = 13\,660 \text{ кг/ч},$$

Тогда по формуле (VII.2)

$$L_3 = \frac{13\,660}{1,093} = 12\,500 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

## СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Бахарев В. А., Трояновский В. Н. Основы проектирования и расчета отопления и вентиляции с сосредоточенным выпуском воздуха. М., Профиздат, 1958.

Требуков С. П. Системы квартирного воздушного отопления, совмещенные с приточной вентиляцией, для зданий из объемных элементов. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1963, № 3, с. 23—27.

Указания по расчету приточных воздухораспределительных устройств, серия АЗ-358. М., изд. Гипротиса, 1968.

Ливчак И. Ф., Иванов В. М., Грудзинский М. М. Применение воздушного отопления, совмещенного с приточно-вытяжной вентиляцией, в современном жилищно-гражданском строительстве. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1958, № 8, с. 5—11.

Проблемы отопления жилых и общественных зданий. Труды межвузовской научной конференции. Минск, «Вышэйшая школа», 1962.

Сканиви А. Н. Расчет воздушно-тепловых завес. — В сб. трудов МИСИ № 52: Некоторые вопросы теплового режима зданий. М., изд. МИСИ, 1967.

## § 78. ОСОБЕННОСТИ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

**Панельно-лучистым** называется отопление помещения панелями, при котором средняя температура всех поверхностей, обращенных в помещение, превышает температуру воздуха. Как видно из определения, отопление относится к панельно-лучистому по совокупности двух признаков. Первый признак — необходимый, но не достаточный — система отопления должна быть панельной, т. е. с отопительными приборами, имеющими сплошную гладкую нагревательную поверхность. Второй признак — панельное отопление должно создавать в помещении температурную обстановку, характерную для лучистого способа обогрева (см. рис. I.3).

Критерием, определяющим наличие лучистого отопления в помещении, служит выражение

$$t_{\text{п}} > t_{\text{в}}, \quad (\text{VIII.1})$$

где  $t_{\text{п}}$  — средняя поверхностная температура всех ограждений (наружных и внутренних) и отопительной панели, обращенных в помещение;

$t_{\text{в}}$  — температура воздуха помещения.

Системы панельно-лучистого отопления могут быть центральными и местными.

К **местному** относится отопление высокотемпературными приборами (панелями и плафонами с отражательными экранами): Для нагревания приборов используются электрическая энергия и горячие газы (температура поверхности до 800—850°С).

Для **центрального** панельно-лучистого отопления с теплоносителями водой, паром и воздухом, рассматриваемого в данной главе, характерно использование инфракрасного излучения при сравнительно низкой температуре поверхности панелей (обычно ниже 100°С).

При панельно-лучистом отоплении помещение обогревается главным образом за счет лучистого теплообмена между греющей панелью и поверхностью ограждений. Излучение от панели, попадая на поверхность ограждений и предметов, частично поглощается, частично отражается. При этом возникает так называемое вторичное излучение, в конце концов тоже поглощаемое предметами и ограждениями помещения.

Интенсивность облучения отопительной панелью различных ограждений помещения характеризуется данными табл. VIII.1, полученными при замерах освещенности облучаемых поверхностей световой моделью панели.

Из таблицы видно, что ограждение, в плоскости которого установлена отопительная панель, получает путем вторичного излучения 9—12% общего лучистого потока.

Таблица VIII.1

Распределение, %, лучистого потока от отопительной панели между ограждениями помещения

Место расположения панели	Наружная стена и окно	Пол	Потолок	Внутренние стены		
				левая	правая	торцовая
У наружной стены:						
под окном . . . . .	0,1	0,26	0,18	0,207	0,207	0,046
под потолком . . . . .	0,09	0,153	0,42	0,135	0,135	0,067
У правой внутренней стены . .	0,32	0,125	0,177	0,15	0,12	0,108

Благодаря лучистому теплообмену повышается температура внутренней поверхности всех ограждений по сравнению с температурой при конвективном отоплении, а температура поверхности внутренних ограждений в большинстве случаев превышает температуру воздуха помещения.

Отопительная панель является составной частью ограждающих конструкций и может быть размещена в потолке, полу, внутренних или наружных стенах помещения. Поэтому система панельного отопления соответственно называется **потолочной, напольной или стеновой**. Местоположение панели выбирается на основании технологических, гигиенических и технико-экономических соображений.

Передача тепла только излучением возможна лишь в безвоздушном пространстве. В помещении лучистый теплообмен всегда сопровождается конвективным. Теплоизлучения распределяются по поверхности ограждений неравномерно: пропорционально косинусу угла направления излучения к нормали излучающей поверхности. При этом вследствие различия температуры поверхностей возникает движение воздуха в помещении, которое усиливается благодаря развитию нисходящих потоков воздуха у охлаждающихся поверхностей. В результате отопительная панель часть тепла передает конвекцией воздуху, перемещающемуся у ее поверхности.

Размещение отопительной панели в потолке затрудняет конвективный теплоперенос, и в теплопередаче панели теплообмен излучением составляет 70—75%. Греющая панель в полу активизирует теплоперенос конвекцией, и на долю теплообмена излучением приходится всего 30—40%. Вертикальная панель в стене в зависимости от высоты передает излучением 30—60% всего тепла, причем доля теплообмена излучением возрастает с увеличением высоты панели.

Лишь потолочное панельное отопление, во всех случаях передающее в помещение излучением более 50% тепла, могло быть названо лучистым. При напольном отоплении, а также почти всегда при стеновом в общей теплопередаче панелей преобладает конвективный теплоперенос. Однако способ отопления — лучистое оно или конвективное — характеризуется не доминирующим способом подачи тепла, а температурной обстановкой в помещении [см. выражение (VIII.1)].

Действительно, при низкотемпературных (25—35°С), а следовательно, развитых по площади потолочных и напольных панелях увеличивается температура поверхности ограждений помещения и способ обогрева всегда относится к лучистому. При стеновых же панелях в зависимости от их размеров и температуры поверхности способ отопления

помещения может быть отнесен и к лучистому и к конвективному (если средняя поверхностная температура окажется ниже температуры воздуха). По общности конструктивной схемы и способа обогрева помещений потолочному, напольному и стеновому панельному отоплению дается общее наименование — панельно-лучистое.

Греющая панель отличается от обычных отопительных приборов тем, что в большинстве случаев она выполняется в виде бетонной плиты с замоноличенными в ней трубами.

Приоритет по конструированию и применению на практике, на основании идеи проф. В. М. Чаплина, систем отопления с заделкой стальных труб в толщу стен, потолков и полов, а также колонн, пилястр и даже лестничных перил и балясин принадлежит русскому инженеру В. А. Яхимовичу. Эти системы были названы им панельным отоплением (английский патент 1907 г.). За короткий срок (1907—1911 гг.) инж. Яхимович оборудовал такими системами отопления свыше 20 крупных больничных, школьных и общественных зданий. В качестве теплоносителя в этих системах использовались горячая вода и пар.

Несколько позднее, в том же 1907 г., английский инженер Баркер также получил патент на устройство систем отопления плоскими нагревательными поверхностями.

В дальнейшем, в конце 20-х годов текущего столетия, подобные системы панельного отопления получили распространение в зарубежной практике под названием лучистого отопления.

В Советском Союзе в связи с переходом к широкой индустриализации строительства с применением крупноэлементных конструкций зданий вновь стали использоваться для отопления бетонные греющие панели.

Панельное отопление рекомендуется предусматривать в полносборных жилых, общественных и промышленных зданиях со стенами из панелей и при использовании объемных элементов. При наличии отопительных панелей, скрытых в строительных конструкциях (см. табл. III.4), особенно отмечается выполнение санитарно-гигиенических требований. Поэтому панельно-лучистое отопление применяется в общих комнатах детских садов и яслей, в операционных, родовых, наркозных и других помещениях лечебных учреждений, в плавательных бассейнах и спортивных залах, в вестибюлях (теплые полы) общественных зданий.

Отопительные панели используют также для обогрева основных помещений вокзалов, аэропортов, ангаров, высоких сборочных цехов, применяют в производственных помещениях с особыми требованиями к чистоте (производство пищевых продуктов, сборка точных приборов и т. п.).

## **§ 79. ТЕПЛОВОЙ КОМФОРТ ПРИ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОМ ОТОПЛЕНИИ**

При панельно-лучистом отоплении температура поверхностей в помещении, участвующих в лучистом теплообмене, повышается. Это создает обстановку, более благоприятную для самочувствия человека.

Самочувствие человека существенно улучшается при повышении доли конвективного теплообмена в общей теплопотере его тела и уменьшении излучения на холодные поверхности (радиационного охлаждения). Это как раз и обеспечивается системой панельно-лучистого отопления, при использовании которой благодаря повышению температуры

внутренней поверхности ограждений помещения потеря тепла человеком излучением уменьшается. Одновременно понижается против обычной температура воздуха в помещении, в связи с чем увеличивается конвективный теплообмен, что способствует хорошему самочувствию человека.

Таким образом, при применении системы панельно-лучистого отопления возрастает средняя поверхностная температура ограждений и повышается тепловой комфорт. Созданию комфортных условий благоприятствует также некоторое повышение относительной влажности при снижении температуры воздуха помещения.

Установлено, что в обычных условиях хорошее самочувствие людей обеспечивается при температуре воздуха в помещении  $17,4^{\circ}\text{C}$  при стеновых отопительных панелях и  $19,3^{\circ}\text{C}$  — при радиаторной системе отопления.

В табл. VIII.2 приведены средние температура воздуха и поверхностная температура тела человека и ограждений для различных помещений, обогреваемых панелями (для сравнения приводится температура воздуха помещений при конвективном отоплении).

Таблица VIII.2

Допустимая средняя температура,  $^{\circ}\text{C}$ , воздуха и ограждений в помещениях с панельно-лучистым отоплением

Помещения	Теплоотдача человеком, Вт(ккал/ч)		Температура воздуха помещений $t_{в}$ при отоплении		Средняя поверхностная температура	
	общая (в среднем)	в том числе конвекцией	конвективным	панельно-лучистом	ограждений $t_{п}$	тела человека $t_{ч}$
Вестибюли, коридоры, лестничные клетки, магазины и т. п. (люди в верхней одежде) . .	151 (130)	78—72 (67—62)	12—16	8—14	13—17,5	18—23,3
Жилые и общие места пребывания людей (люди в обычной одежде) . . . . .	128 (110)	66—59 (57—51)	18—20	16—18	21	24,6— 25,6
Ванные, операционные (люди в одежде) . .	105 (90)	49—27 (42—23)	22—26	20—24	23,5—22	26,4— 27,5

Из таблицы видно, что при панельно-лучистом отоплении температура воздуха помещений может быть снижена в среднем на  $2^{\circ}$  против нормативной температуры воздуха для конвективного (радиаторами и конвекторами) отопления; средняя поверхностная температура ограждений в большинстве случаев получается выше температуры воздуха.

В помещениях с нагретыми панелями наряду с обеспечением общего теплового комфорта может возникнуть опасность интенсивного облучения или нагревания отдельных частей тела человека, прежде всего головы и ступней ног.

Гигиенисты считают, что комфортными относительно нагретой поверхности являются условия, когда находящаяся против этой поверхности часть головы человека не получает, а теряет излучением около

11,5 Вт/м<sup>2</sup> [10 ккал/(ч·м<sup>2</sup>)]. Следовательно, для теплового комфорта человека, находящегося вблизи греющей панели, температура поверхности последней должна быть ограничена.

Предельно допустимая температура поверхности потолочной или стеновой отопительной панели определяется в зависимости от ее площади и расстояния до человека по формуле (II.2):

$$t_{пан} \leq 19,2 + \frac{8,7}{\varphi_{ч-п}}, \quad (VIII\ 2)$$

где  $\varphi_{ч-п}$  — коэффициент облученности с поверхности тела человека на панель, приблизительно (для значений  $\varphi > 0,2$ ) равный

$$\varphi_{ч-п} = 1 - 0,8 \frac{g}{l}. \quad (VIII\ 3)$$

Здесь  $g$  — расстояние от головы человека до потолочной панели (при стеновой панели расчетное расстояние обычно принимается равным  $l$  м),

$l$  — осредненный размер отопительной панели, который при известной площади  $F_{п}$  равняется  $F_{п}^{0,5}$ .

Предельная температура поверхности напольной отопительной панели определяется подвижностью людей, видом обуви и зависит от температуры воздуха на высоте 1 м.

Итак, при использовании системы панельно-лучистого отопления не должна быть излишне нагретой поверхность панелей, должна обеспечиваться достаточно высокая температура внутренней поверхности ограждений и в целом в результате лучисто-конвективного теплообмена поддерживаться комфортная температура помещения

Выше уже отмечалось улучшение радиационного режима помещения при панельно-лучистом отоплении (см. табл. VIII.1). Следовательно, такой способ отопления целесообразно применять в районах с суровыми климатическими условиями при пониженной температуре внутренней поверхности наружных ограждений. Излучение отопительной панели, особенно вертикальной, размещенной в наружной стене, непосредственно компенсирует радиационное охлаждение человека и способствует тепловому комфорту в помещении.

## § 80. ТЕМПЕРАТУРА ПОВЕРХНОСТИ ОГРАЖДЕНИЙ ПОМЕЩЕНИЯ

Тепловый комфорт в помещении, как известно, при нормальных влажности и подвижности воздуха в значительной степени зависит от температуры воздуха  $t_{в}$  и средней температуры нагретых и охлажденных поверхностей, обращенных в помещение, т. е. от радиационных условий.

Радиационная температура в зимнее время для обеспечения теплового комфорта человека, выполняющего умеренную работу в середине помещения, определяется по формуле (II 1):

$$t_R \leq 1,57 t_{п} - 0,57 t_{в} \pm 1,5^{\circ}. \quad (VIII.4)$$

Уравнение (VIII 4) используется при относительной влажности 30—50% и скорости движения воздуха не более 0,1 м/с, причем результат

может изменяться на  $\pm 1,5^\circ$  без нарушения ощущения теплого комфорта.

Действительная средняя температура поверхностей ограждений  $\tau_n$  зависит от размеров, расположения и температуры поверхности  $\tau_i$  отдельных ограждений конкретного помещения, а также от площади  $F_{пан}$  и температуры поверхности  $\tau_{пан}$  отопительной панели, т. е. связана с теплообменом в помещении (см. § 12).

Выразим долю нагреваемой теплоносителем части внутренней поверхности  $F_o$  ограждений помещения отношением  $F_{пан}/F_o$  и не обогреваемой теплоносителем части  $(F_o - F_{пан})/F_o$ . Тогда средневзвешенная температура внутренней поверхности всех ограждений помещения, включая отопительную панель, составит:

$$\tau_n = \frac{F_{пан}}{F_o} \tau_{пан} + \frac{F_o - F_{пан}}{F_o} \tau_{ср}, \quad (\text{VIII.5})$$

где  $\tau_{ср}$  — средняя температура внутренней поверхности всех ограждений помещения, не обогреваемых теплоносителем, равная согласно формуле (II.7)

$$\tau_{ср} = \Sigma \tau_i \cdot \Phi_{n-i}; \quad (\text{VIII.6})$$

$\Phi_{n-i}$  — коэффициент облученности греющей панелью  $i$ -й поверхности ограждения помещения.

При панельно-лучистом отоплении потолочной панелью средняя температура внутренней поверхности ограждений помещения на  $1-1,5^\circ$ , при стеновых отопительных панелях на  $0,5-1^\circ$  выше температуры ограждений, характерной для конвективного отопления.

## § 81. ТЕПЛООБМЕН В ПОМЕЩЕНИИ ПРИ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОМ ОТОПЛЕНИИ

Теплообмен в помещении (см. § 12) рассчитывается при установившемся состоянии, когда тепловые потоки от греющей панели в помещение и из помещения наружу считаются равными. При этом задаются: температура наружного  $t_n$  и внутреннего  $t_v$  воздуха, температура помещения  $t_n$ , сопротивление теплопередаче наружных ограждений  $R_o$ .

Задачей расчета является нахождение средней температуры внутренней поверхности ограждений с учетом лучистого теплообмена между отопительной панелью и остальными взаимно параллельными и перпендикулярными поверхностями и конвективного теплообмена между воздухом и ограждениями. Знание этой температуры позволяет проверить соблюдение теплого комфорта, уточнить теплопотери помещения и тепловую мощность отопительной панели. В зависимости от значения  $\tau_{ср}$  теплопотери помещения могут быть больше, меньше или равны теплопотерям при конвективном отоплении.

При установившемся тепловом равновесии можно написать уравнение для поверхности  $F_1$  наружного ограждения:

$$q_n = q_l + q_k. \quad (\text{VIII.7})$$

Величина  $q_n$  выражает тепловой поток от поверхности с внутренней температурой  $\tau_1$  в наружный воздух с температурой  $t_n$  и равняется:



$$q_n = \int_{F_1} \frac{\tau_{dF_1} - t_n}{R'_{o,dF_1}} dF_1, \tag{VIII.8}$$

причем  $R'_{o,dF_1} = R_{o,dF_1} - R_{в,dF_1}$  — неполное (без сопротивления теплообмену у внутренней поверхности) сопротивление теплопередаче ограждения.

Лучистый теплообмен поверхности  $F_1$  с другими поверхностями выражается уравнением

$$q_a = \sum_i \int_{F_i} \int_{F_1} \Psi_{dF_i-dF_1} (E_{dF_i} - E_{dF_1}) dF_i \cdot dF_1 \approx \sum_i \int_{F_i} \int_{F_1} \Psi_{dF_i-dF_1} \epsilon_{пр} C_o \times \times \left[ \left( \frac{T_{dF_i}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{dF_1}}{100} \right)^4 \right] dF_i \cdot dF_1. \tag{VIII.9}$$

В это уравнение включается сумма лучистых потоков с других поверхностей на поверхность  $F_1$  и собственный лучистый поток с поверхности  $F_1$  на остальные поверхности без учета отраженного излучения.

Конвективный теплообмен между воздухом и поверхностью  $F_1$  составляет:

$$q_k = \int_{F_1} \alpha_{к,dF_1} (t_{в} - \tau_{dF_1}) dF_1, \tag{VIII.10}$$

где  $\alpha_{к,dF_1}$  — локальное значение коэффициента теплообмена конвекцией на элементе поверхности  $dF_1$ .

Уравнение теплового баланса для поверхности  $F_1$  на основании выражений (VIII.7) — (VIII.10) имеет вид:

$$\int_{F_1} \frac{\tau_{dF_1} - t_n}{R'_{o,dF_1}} dF_1 = \sum_i \int_{F_i} \int_{F_1} \Psi_{dF_i-dF_1} \epsilon_{пр} C_o \left[ \left( \frac{T_{dF_i}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{dF_1}}{100} \right)^4 \right] dF_i \cdot dF_1 + + \int_{F_1} \alpha_{к,dF_1} (t_{в} - \tau_{dF_1}) dF_1, \tag{VIII.11}$$

Уравнение (VIII.11) составлено с использованием принципа распределительности лучистых потоков, согласно которому лучистый поток от первого тела на второе арифметически складывается из лучистых потоков между отдельными частями этих тел. Здесь также по другому принципу расчета лучистого теплообмена — замыкаемости лучистых потоков — может быть принято, что сумма коэффициентов облученности

$$\sum_{i=1}^N \varphi_{1-i} = 1. \tag{VIII.12}$$

Выражение (VIII.12) справедливо для случая, когда излучающая поверхность  $F_1$  полностью окружена другими поверхностями. Можно отметить, что в помещении, где одна плоская поверхность панели обменивается теплом со всеми остальными поверхностями, суммарный коэффициент облученности равняется единице.

В помещении обычной конструкции имеются поверхности пяти различных видов, участвующие в теплообмене (кроме отопительной панели): наружные стены, окна, пол, потолок, внутренние стены. Для опре-

деления температуры всех поверхностей необходимо составить столько уравнений теплового баланса, сколько ограждений участвует в теплообмене, с добавлением уравнения конвективного теплообмена между отопительной панелью и воздухом помещения.

Уравнения теплового баланса для ограждений могут еще дополняться уравнением теплового баланса для приточного вентиляционного воздуха, если его температура отличается от температуры внутреннего воздуха.

Уравнение теплового баланса для приточного вентиляционного воздуха, поступающего в помещение в количестве  $G$  кг/ч с температурой  $t_{пр}$ , отражает конвективный теплообмен с поверхностью ограждений и отопительной панели:

$$Gc(t_{в} - t_{пр}) = \sum_{i=1}^N \int_{F_i} \alpha_{к,дF_i} (\tau_{дF_i} - t_{пр}) dF_i, \quad (\text{VIII.13})$$

В уравнении (VIII.13) количество тепла для нагревания приточного воздуха равняется суммарному количеству тепла, полученному воздухом при теплообмене с  $N$  поверхностями ограждений помещения.

Решение уравнений теплового баланса, подобных уравнению (VIII.11), связано с вычислением коэффициента облученности  $\varphi$  (его также называют угловым коэффициентом облучения). Коэффициент облученности, выражая долю общего лучистого потока, воспринятую данной поверхностью, является чисто геометрическим параметром и зависит только от формы, размеров и взаимного расположения поверхностей в пространстве.

Точного определения коэффициента облученности, связанного с интегрированием по площади поверхности, в практических расчетах для плоских поверхностей в помещении не проводят. В таких расчетах ограничиваются определением среднего по площади коэффициента облученности. При этом система интегральных уравнений теплового баланса сводится к системе алгебраических уравнений.

Система алгебраических уравнений может быть ограничена уравнениями для трех характерных групп поверхностей в помещении — теплоотражающих (наружные ограждения), адиабатических (внутренние ограждения) и теплоподающих (отопительные панели).

Для дальнейшего упрощения практических расчетов система уравнений приводится к одному уравнению, определяющему теплообмен между нагретой и остальными поверхностями помещения. Расчеты могут производиться двумя методами: с использованием коэффициента полной облученности наружных ограждений отопительной панелью и с применением эквивалентного коэффициента теплопередачи всех ограждений помещения.

По первому методу теплообмен отопительной панели с наружными ограждениями помещения определяется уравнением теплового баланса

$$k'_o F_{н} (\tau_{в} - t_{н}) = \alpha_{л} F_{пан} (\tau_{пан} - \tau_{в}) + \alpha_{к} F_{пан} (\tau_{пан} - t_{в}), \quad (\text{VIII.14})$$

где в левой части, как и в выражении (VIII.8), учитывается тепловой поток от внутренней поверхности наружных ограждений (стен, окон) общей площадью  $F_{н}$  со средней температурой  $\tau_{в}$  и средним неполным коэффициентом теплопередачи  $k'_o$  в наружный воздух с температурой  $t_{н}$ . Этот тепловой поток есть теплопотери помещения через наружные ограждения.

В правой части уравнения (VIII.14) первое слагаемое выражает лучистый, второе — конвективный теплообмен отопительной панели, имеющей площадь  $F_{пан}$  и температуру поверхности  $\tau_{пан}$ , соответственно с наружными ограждениями и с воздухом помещения. В коэффициент теплообмена излучением входит коэффициент полной облученности наружных ограждений отопительной панелью, вычисляемый по формуле

$$\Phi = \varphi_{п-н} + \varphi'_{п-н} = \frac{F_n/F_{пан} - \varphi_{п-н}^2}{F_n/F_{пан} - 2\varphi_{п-н} + 1} \quad (\text{VIII.15})$$

с учетом коэффициентов как прямой облученности с панели на наружные ограждения ( $\varphi_{п-н}$ ), так и косвенной облученности с панели на те же наружные ограждения ( $\varphi'_{п-н}$ ) отражением от поверхности внутренних ограждений.

Коэффициент теплообмена излучением определяют по формуле (II.6), если считать коэффициент облученности равным единице:

$$\alpha_{л} = \varepsilon_{пр} C_o \frac{\left[ \left( \frac{T_{пан}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{в}}{100} \right)^4 \right]}{\tau_{пан} - \tau_{в}} = C_{пр} \cdot b, \quad (\text{VIII.16})$$

где  $\varepsilon_{пр}$  — приведенный коэффициент относительного излучения, зависящий от коэффициентов излучения для строительных конструкций, например, для штукатурки 0,91, масляной краски 0,92, паркета и гипса 0,9;

- $C_o$  — постоянная излучения;
- $C_{пр} = \varepsilon_{пр} C_o$  — приведенный коэффициент излучения (для строительных материалов изменяется в небольших пределах и может быть принят равным 5,1 Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>) или 4,4 ккал/(ч·м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>);
- $b = 0,81 + 0,005(\tau_{пан} + \tau_{в})$  — температурный коэффициент, К<sup>3</sup>.

Для предварительных расчетов принимают коэффициент теплообмена излучением  $\alpha_{л} = 5,6$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) [4,8 ккал/(ч·м<sup>2</sup>·°С)]; коэффициент теплообмена конвекцией  $\alpha_{к}$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) и ккал/(ч·м<sup>2</sup>·°С) — в скобках; для потолочной панели 2,3—2,9 (2—2,5); для стеновой панели 5—7 (4,3—6); для напольной панели 4,1—5,5 (3,5—4,7).

По второму методу теплообмен отопительной панели с остальными поверхностями ограждений помещения определяется уравнением теплового баланса, сходным по структуре с уравнением (VIII.14);

$$k'_3 (F_o - F_{пан}) (\tau_{ср} - t_n) = \alpha_{л} F_{пан} (\tau_{пан} - \tau_{ср}) + \alpha_{к} F_{пан} (\tau_{пан} - t_n). \quad (\text{VIII.17})$$

где, кроме известных уже обозначений,  $k'_3$  — неполный эквивалентный коэффициент теплопередачи (без учета сопротивления теплообмену на внутренней поверхности ограждений, которое ориентировочно может быть принято при лучистом отоплении  $R_{в} = 0,107$  К·м<sup>2</sup>/Вт или 0,125 °С·м<sup>2</sup>·ч/ккал), вычисляемый по формуле

$$k'_3 = \frac{1}{\frac{1}{k_3} R_{в} - R} \quad (\text{VIII.18})$$

В эту формулу входит эквивалентный коэффициент теплопередачи  $k_3$  условного ограждения помещения. Эквивалентный коэффициент теплопередачи выводится для помещения, геометрически равного и тепло-технически эквивалентного данному, в котором вся внутренняя поверхность  $F_0$  составляется из двух частей: поверхности отопительной панели  $F_{пан}$  и поверхности, не обогреваемой теплоносителем,  $F_0 - F_{пан}$ .

Обозначив коэффициенты теплопередачи  $k$  и площади  $F$  отдельных реальных поверхностей помещения (наружных стен, окон, внутренних стен, пола и потолка) соответствующими индексами (н. с., ок. и т. д.), получим эквивалентный коэффициент теплопередачи условного ограждения, не обогреваемого теплоносителем:

$$k_3 = \left[ \frac{(kF)_{н.с.} + (kF)_{ок.}}{F_0 - F_{пан}} \right] \beta + \frac{n_1 (kF)_{в.с.} + n_2 (kF)_{пл.} + n_3 (kF)_{пт.}}{F_0 - F_{пан}}. \quad (\text{VIII.19})$$

Здесь  $\beta$  — коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла через вертикальные наружные ограждения [см. формулу (II.83)];

$n_1, n_2, n_3$  — коэффициенты, учитывающие уменьшение температурного напора в ограждении по сравнению с расчетной разностью температуры  $t_{в.} - t_{н.}$  (см. главу II).

Левая часть уравнения (VIII.17), как и уравнения (VIII.14), выражает тепловой поток от внутренней поверхности условного ограждения площадью  $F_0 - F_{пан}$  с температурой  $\tau_{ср}$  и неполным эквивалентным коэффициентом теплопередачи  $k'_3$  в наружный воздух с температурой  $t_{н.}$ , т. е. теплотери помещения через наружные ограждения:

$$Q_{п} = k'_3 (F_0 - F_{пан}) (\tau_{ср} - t_{н.}). \quad (\text{VIII.20})$$

В правой части уравнения (VIII.17) первое слагаемое определяет полный [с учетом формулы (VIII.12)] лучистый поток от греющей панели на поверхность условного ограждения с температурой  $\tau_{ср}$ . Коэффициент лучистого теплообмена определяется по формуле (VIII.16), причем температурный коэффициент  $b = 0,81 + 0,005 (\tau_{пан} + \tau_{ср})$ .

Второе слагаемое учитывает конвективный теплообмен отопительной панели с воздухом помещения или, что то же, конвективный теплообмен воздуха помещения с поверхностью условного ограждения, так как

$$\alpha_k F_{пан} (\tau_{пан} - t'_{в.}) = \alpha'_k (F_0 - F_{пан}) (t_{в.} - \tau_{ср}). \quad (\text{VIII.21})$$

При использовании этого равенства возникают затруднения с определением коэффициента теплообмена конвекцией  $\alpha_k$  для поверхности условного ограждения, тогда как коэффициент  $\alpha_k$  находится сравнительно просто в зависимости от положения панели в помещении из уравнения подобия (III.14). В частности, для стеновой отопительной панели коэффициент  $\alpha_k$  определяется из уравнения (III.15а) или по формуле (II.8).

По уравнению (VIII.17) при известных площади, положении и температуре поверхности отопительной панели может быть найдена средняя температура внутренней поверхности всех ограждений помещения, не обогреваемых теплоносителем:

$$\tau_{cp} = \frac{[\alpha_l \tau_{пан} + \alpha_k (\tau_{пан} - t_v) - k'_s t_n] F_{пан} + k'_s t_n F_0}{(\alpha_l - k'_s) F_{пан} + k'_s F_0}, \quad (\text{VIII.22})$$

Эта температура на практике получается несколько ниже температуры воздуха (в среднем примерно на  $1^\circ$ ). Она используется, как уже указывалось, для расчета температуры  $\tau_n$  по формуле (VIII.5) и уточнения теплотерь помещения по формуле (VIII.20).

При расчетах по двум изложенным методам представляется возможность заменить процессы теплообмена между отопительной панелью и остальными поверхностями помещения взаимодействием между двумя поверхностями — панелью и наружным или условным ограждением. Тогда вместо вычисления коэффициентов облученности для панели и всех остальных поверхностей можно в первом методе ограничиться определением одного коэффициента облученности, а во втором, если панель одна, вообще обойтись без их определения.

## § 82. КОНСТРУКЦИЯ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПАНЕЛЕЙ

Бетонная отопительная панель, как указано в главе III, представляет собой плиту, в которой имеются нагревательные элементы — каналы змеевиковой или колончатой формы (рис. VIII.1) с теплоносителем.

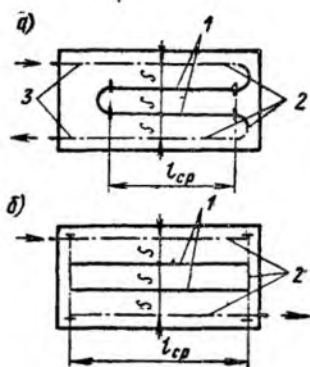


Рис. VIII.1. Схемы нагревательных элементов бетонной отопительной панели

а — змеевиковой, б — колончатой формы; 1, 2, 3 — соответственно средние, крайние и одиночные трубы

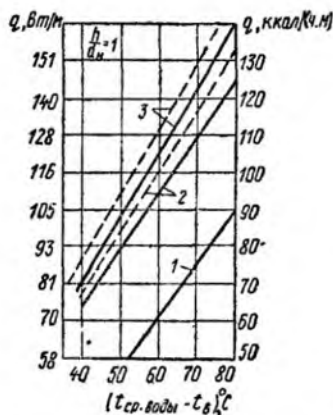


Рис. VIII.2 Теплопередача 1 м одиночной трубы  $d_y = 15-20$  мм в воздухе и в отопительной панели с односторонней (сплошные линии) и двухсторонней (пунктирные линии) теплоотдачей

1 — труба в воздухе; 2 — труба в бетоне с  $\lambda = 1,05$  (0,9); 3 — труба в бетоне с  $\lambda = 1,28$  Вт/(м·К) [1,1 ккал/(м·ч·°C)]

Для изготовления панелей используют тяжелый бетон, обладающий достаточно высокой теплопроводностью [например, теплопроводность  $\lambda = 1,51$  Вт/(м·К) или 1,3 ккал/(ч·м·°C) при  $0^\circ$  и плотности в сухом состоянии  $2400$  кг/м<sup>3</sup>] и коэффициентом линейного расширения  $1 \cdot 10^{-5}$ .

Чаще всего каналы для теплоносителя образуют стальные трубы, коэффициент линейного расширения которых весьма близок к коэффициенту расширения бетона (коэффициенты равны при температуре около  $55^{\circ}\text{C}$ ).

Заделка труб в бетон дает существенный теплотехнический эффект — увеличивается теплопередача труб по сравнению с открыто проложенными. Это явление основано на известной закономерности: теплопередача трубы, изолированной теплопроводным материалом, возрастает с увеличением толщины слоя покрытия. Возрастание происходит до некоторого «критического» значения внешнего диаметра  $d_{кр}$  изолированной трубы, полученного из уравнения (III.64), если считать  $\alpha_n$  не изменяющимся:

$$d_{кр} \approx \frac{2\lambda}{\alpha_n} \quad (\text{VIII.23})$$

Для бетонного цилиндра вокруг трубы при коэффициенте наружного теплообмена  $\alpha_n$  около  $11,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  или  $10 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$  «критический» диаметр равен приблизительно  $220 \text{ мм}$ .

Возрастание теплопередачи обетонированной трубы объясняется увеличением внешней теплоотдающей поверхности, которая с ростом диаметра развивается быстрее, чем сопротивление теплопроводности слоя бетона.

Сказанное иллюстрируется рис. VIII.2, на котором прямая 1 характеризует теплопередачу 1 м одиночной трубы диаметром  $15\text{—}20 \text{ мм}$  в воздухе, а прямые 2 и 3 — той же трубы в бетоне с различной теплопроводностью. Как видно, двухсторонняя теплоотдача (пунктирные линии) выше односторонней примерно на  $5\%$ , теплопередача трубы возрастает с увеличением коэффициента теплопроводности бетона, в который она заделана. Следовательно, нагревательные элементы целесообразно помещать в тяжелый бетон.

Теплопередача не одной, а ряда труб в бетонной панели, приведенная к  $1 \text{ м}$ , несколько ниже теплопередачи одиночной трубы в бетоне и зависит от расстояния между трубами (шага труб, обозначенного буквой  $s$ ) и их положения в панели (см. рис. VIII.1).

Явление повышения теплопередачи стальных труб, находящихся в бетоне, позволяет, применяя отопительные панели, сокращать расход металла. Из табл. III.1 следует, что при применении бетонных отопительных панелей со стальными трубами вместо чугунных радиаторов снижается расход металла на отопительные приборы в  $2\text{—}3$  раза.

В системах панельного отопления в местах, где ремонт нагревательных элементов затруднителен, особенно при совмещенных панелях, вместо стальных водогазопроводных труб применяют бесшовные стальные трубы, рассчитанные на высокое давление.

Стальные трубы в бетонных панелях имеют срок амортизации, значительно превышающий срок службы этих труб в системах отопления с металлическими приборами. Сравнительная долговечность стальных труб в панелях объясняется незначительной коррозией их внешней поверхности в бетонном массиве при отсутствии контакта с воздухом.

Все же следует отметить, что стальные трубы дорогостоящие и на  $1 \text{ м}^2$  греющей поверхности отопительных панелей их расходуется до  $10 \text{ м}$ . Для сокращения расхода стальных труб возможна заделка в бетон чугунных элементов, пластмассовых и стеклянных труб (см. гла-

ву III) или даже создание пустот в плотном бетоне (образующих систему каналов для протекания теплоносителя) и электропроводного бетона.

В системах панельного отопления зданий различают две конструкции панелей:

1) **совмещенные** — греющие панели, представляющие одно целое с ограждающими конструкциями здания (каналы для теплоносителя устраивают во внутренних и наружных панельных стенах, в несущих плитах перекрытий и лестничных площадок при их изготовлении);

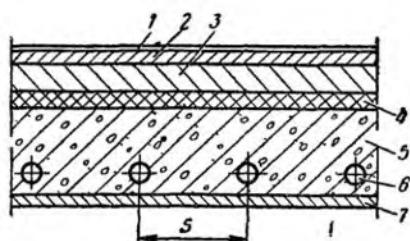


Рис. VIII.3. Совмещенная потолочная отопительная панель

1 — линолеум; 2 — цементная стяжка, 3 — пемзобетон, 4 — тепловая изоляция, 5 — железобетон, 6 — греющие стальные трубы, 7 — штукатурка

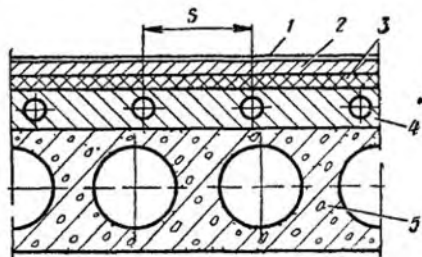


Рис. VIII.4. Размещение бетонной отопительной панели в перекрытии со сборным несущим настилом

1 — линолеум, 2 — цементная стяжка, 3 — тепловая изоляция, 4 — отопительная панель, 5 — многопустотные железобетонные плиты

2) **приставные** — греющие бетонные панели, изготовленные отдельно и смонтированные рядом или в выемках строительных конструкций.

Совмещенные панели наиболее полно отвечают задачам комплексной механизации строительства зданий — система отопления монтируется в процессе сборки здания. При использовании приставных панелей степень индустриальности монтажа зависит от вида панелей. Так, монтаж горизонтальных потолочных или напольных панелей требует больших затрат ручного труда, чем монтаж стеновых панелей. Монтаж перегородочных панелей проще, чем монтаж протяженных плитусных.

Рассмотрим конструкцию отопительных панелей в зависимости от их размещения в помещении.

**Потолочные и напольные панели.** Совмещенная потолочная отопительная панель изображена на рис. VIII.3. Панель используется при условии, что температура теплоносителя поддерживается на невысоком уровне (до 55—60°С)

Трубы помещают в бетон несущей части междуэтажного перекрытия таким образом, чтобы под ними было достаточно места для размещения арматуры, необходимой для увеличения прочности бетона и улучшения передачи тепла вниз.

В качестве теплоизоляции применяют пробку или другие малотеплопроводные материалы, способные выдержать давление со стороны пола. Пол выполняется из рулонных материалов по стяжке или деревянным (из сухой древесины).

При температуре теплоносителя выше 60°С (60—90°С) панели указанной конструкции размещают в помещениях длительного пребывания

людей только в периметральной зоне потолка, образуя «контурные» панели (см. ниже).

На рис. VIII.4 представлена приставная потолочная отопительная панель, использующаяся при наличии сборного железобетонного настила.

Греющая панель может быть изготовлена в заводских условиях в виде секций, соединяемых одна с другой на строительстве, или забетонирована поверх уложенного сборного настила в здании после проклад-

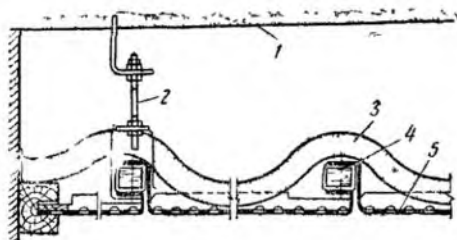


Рис. VIII.5. Подвесная потолочная отопительная панель

1 — перекрытие; 2 — подвеска; 3 — тепловая изоляция; 4 — труба с теплоносителем; 5 — перфорированные металлические листы

ки, сварки и испытания труб. При втором способе производства работ сроки строительства зданий увеличиваются, что является его недостатком.

Данную конструкцию греющей панели следует отнести скорее к напольно-потолочным панелям, так как часть тепла, хотя и меньшая, передается вверх через пол. Примером такой конструкции служат бетонные отопительные лестничные площадки жилых зданий.

Подобная конструкция используется также в тех случаях, когда необходимо большую часть тепла передавать через пол (например, при устройстве теплого пола в вестибюле здания). При этом тепловая изоляция исключается совсем или размещается под трубами, а иногда подвешивается под перекрытием.

Характерной конструкцией приставной потолочной панели является подвесной потолок из тонких перфорированных стальных или алюминиевых листов, прикрепленных к трубам с теплоносителем (рис. VIII.5).

Такая конструкция, применяющаяся с небольшими отличиями во многих европейских странах (в Англии, Франции, Швейцарии, Норвегии и др.), обеспечивает звукоизоляцию помещений, имеет малую тепловую инерцию, что позволяет автоматизировать действие системы отопления, дает возможность повышать параметры теплоносителя, не превосходя допустимой температуры поверхности панели (последнее относится также и к предыдущей конструкции). Пространство над подвесным потолком может использоваться для прокладки труб и кабелей, размещения светильников и воздуховодов.

Греющие панели в виде подвесных потолков, помимо перечисленных достоинств, позволяют также производить ремонт в процессе эксплуатации без вскрытия основных строительных конструкций. Однако междуэтажные перекрытия здания при таких панелях усложняются по конструкции, возрастают их масса и толщина, а следовательно, и высота здания. Монтаж такой системы отопления может производиться только после сборки основных строительных конструкций, а при такой последовательности работ увеличиваются сроки строительства зданий.

Подвесной обогреваемый потолок часто дополняется со стороны по-



мещения штукатурным слоем или съемными звукопоглощающими плитами.

**Стеновые панели.** Применение горизонтальных потолочных и напольных панелей, особенно приставной конструкции, усложняет монтаж и задерживает сдачу здания в эксплуатацию. Более прогрессивными в этом отношении считаются вертикальные стеновые панели.

Стеновые отопительные панели подразделяются на плитусные, подоконные и перегородочные. Каждая из указанных панелей, отличаясь высотой и местом расположения в помещении, может быть с односторонней и двухсторонней теплоотдачей.

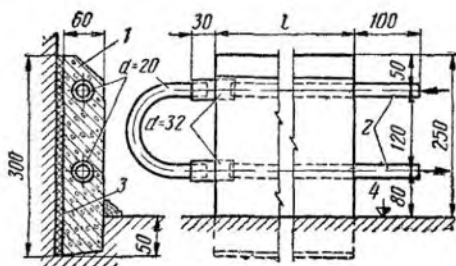


Рис. VIII.6. Плитусная приставная бетонная отопительная панель

1 — бетон; 2 — концы греющих труб для присоединения к стояку; 3 — тепловая изоляция; 4 — поверхность чистого пола

Для обеспечения односторонней теплоотдачи панели с тыльной стороны покрывают тепловой изоляцией и приставляют вплотную или совмещают с основными строительными конструкциями. Наиболее часто для односторонней теплоотдачи используют плитусные и подоконные панели. Перегородочные панели, заменяющие часть внутренних перегородок или включенные в них, передают тепло в два соседних помещения.

*Плитусные отопительные панели*, заменяющие собой плинтус, получили распространение в магазинах, выставочных залах и других подобных помещениях в странах с умеренным климатом (США, Англии). В Советском Союзе плитусные нагревательные приборы используют для отопления детских учреждений, причем применяют отопительные панели из бетона марки 150—200 (рис. VIII.6).

За рубежом применяются чугунные или стальные плитусные отопительные панели, представляющие собой большей частью пустотелые элементы с гладкой поверхностью толщиной 45—60 мм и высотой 150—300 мм, по форме напоминающие деревянные плинтусы. Панели с двухсторонней теплоотдачей такого типа снабжаются с задней стороны вертикальными ребрами; теплоотдача их возрастает на 60% по сравнению с плоской плитусной панелью, отдающей тепло в одну сторону.

Исследованиями установлено, что разность между температурой воздуха под потолком и у пола помещений, отапливаемых плитусными панелями, составляет не более 1°, тогда как при радиаторном отоплении она доходит до 3°. Кроме того, наблюдается относительное повышение температуры воздуха у пола и температуры поверхности пола и стен в нижней зоне помещений, что особенно важно для детских комнат.

При отоплении помещений плитусными панелями температура воздуха по условиям комфорта принимается равной расчетной температуре для конвективного отопления.

Недостатком плитных панелей является значительная их протяженность, за счет чего сокращается рабочая площадь помещений.

Подоконные бетонные отопительные панели устанавливают в тех местах под окнами помещений, где обычно размещают металлические отопительные приборы. Панели могут быть как совмещенными со стеной,

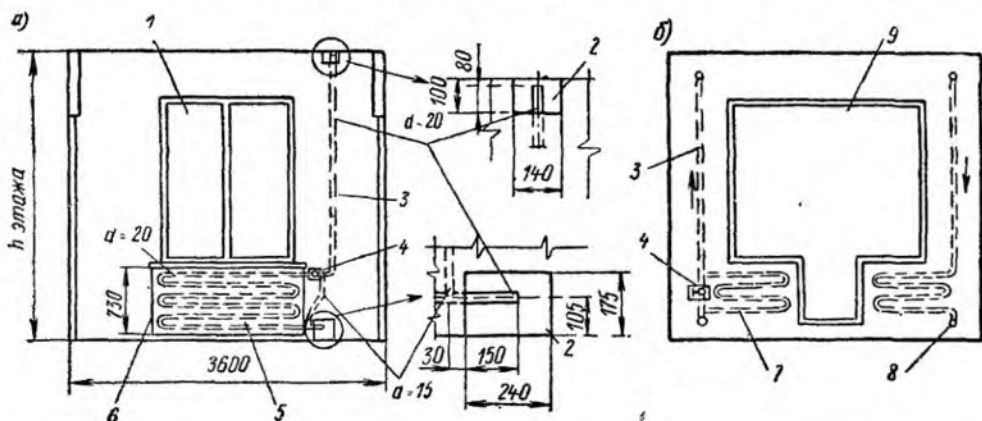


Рис. VIII.7. Наружные стены с отопительными стояками и подоконными бетонными панелями

*a* — приставной, *б* — совмещенными; 1 — окно; 2 — выемка для сварки труб стояка; 3 — однострунный стояк, 4 — регулирующий кран; 5 — приставная отопительная панель; 6 — шов; 7 — совмещенная отопительная панель, 8 — конец трубы стояка, выступающий в помещении; 9 — окно с балконной дверью

ной, так и приставными или вставленными в выемку (нишу) в стене (рис. VIII.7).

Совмещенные панели вместе с отопительными стояками (рис. VIII.7, б) бетонуют в заводских условиях одновременно с изготовлением стеновых панелей для полносборных домов. На поверхность стеновой панели выходит лишь верхняя часть регулирующего крана. Стояк, заделанный в бетон, является частью нагревательной поверхности отопительной панели. Греющие панели подобного типа удачно komponуются как с трехслойными, так и с однослойными стеновыми панелями. На рисунке показан бифилярный стояк однострунной системы отопления с открытым соединением (со стороны помещения) его поэтажных элементов.

На рис. VIII.7, а изображен замоноличенный однострунный стояк с приставной подоконной бетонной отопительной панелью, вставленной в нишу, и скрытым соединением труб стояка.

Приставные подоконные панели (рис. VIII.8) бывают с односторонней (рис. VIII.8, а) и двухсторонней (рис. VIII.8, б, в) теплоотдачей с их поверхности. Такие панели соединяются как обычные отопительные приборы с трубами системы отопления.

При использовании панелей с двухсторонней теплоотдачей уменьшается плотность теплового потока с лицевой поверхности, но увеличивается общее количество тепла, передаваемого в помещение на единицу длины панели, а также сокращается бесполезная потеря тепла наружу по сравнению с панелью, вплотную приставленной или совмещенной со стеной. Однако такая панель с труднодоступным конвектив-

ным каналом уступает в санитарно-гигиеническом отношении панели с односторонней теплоотдачей.

Оригинальна конструкция, сочетающая отопительную панель с каналом для подачи свежего воздуха в отапливаемое помещение (рис. VIII.8, в), разработанная в Ленинграде. Тепловая изоляция в этой

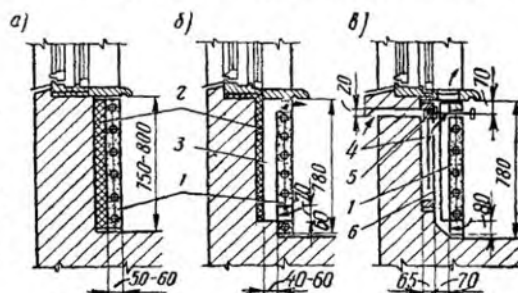


Рис. VIII.8. Подоконные приставные бетонные отопительные панели

а — с односторонней теплоотдачей; б — с двухсторонней теплоотдачей; в — с двухсторонней теплоотдачей и каналом для подачи наружного воздуха; 1 — отопительная панель; 2 — тепловая изоляция; 3 — конвективный канал; 4 — приточный канал; 5 — запорный клапан; 6 — стальной экран

конструкции отсутствует, а часть теплового потока, обычно бесполезно уходящая наружу, используется для нагревания приточного воздуха. Однако в многоэтажных зданиях такая конструкция панелей не применяется из-за неравномерности и неустойчивости движения воздуха в приточных каналах на различных этажах.

При использовании подоконных отопительных панелей допустима максимальная температура их поверхности. Поэтому такие панели получаются меньших размеров, чем панели других типов. При расположении их в отапливаемом помещении сокращается холодная поверхность наружных стен, уменьшается зона распространения холодного воздуха от окон, становится возможным регулирование теплоотдачи и не затрудняется расстановка предметов.

Перегородочные бетонные отопительные панели толщиной 80—120 мм применяются с различно расположенными греющими трубами (рис. VIII.9). Трубы в перегородочной панели, как и в подоконной, могут быть выполнены по однотрубной схеме с замыкающим участком (рис. VIII.9, а), по двухтрубной (рис. VIII.9, б) и по бифилярной (рис. VIII.9, в) схемам. Перегородочные панели с горизонтально подпотолочным («ригельные» панели) или периметральным («контурные» панели) расположением труб (см. рис. VIII.10, б) широкого распространения не получили.

Перегородочная панель примыкает к наружной стене и включает в себя отопительный стояк, благодаря чему открытых труб в помещении нет. При двухсторонней теплоотдаче не требуется тепловой изоляции, отсутствует бесполезная потеря тепла и несколько уменьшается расход металла.

Недостатками перегородочной панели являются одинаковая теплопередача в два смежных помещения обычно с различными теплотеперьями и невозможность регулирования теплопоступления в каждое помещение, помимо таких недочетов, как наличие щели в месте примыкания панели к перегородке и ограниченная возможность расстановки предметов в помещении.

Следует отметить, что путем асимметричного расположения труб в толще панели можно изменить теплопередачу через правую и левую поверхности перегородочной панели. Так, испытания показали, что при

расположении труб на расстоянии 30 мм (до оси), например, от правой поверхности панели толщиной 120 мм вправо поступает 58—60%, влево 42—40% общего теплового потока (шаг труб соответственно 150 и 100 мм). Однако асимметричное расположение труб в толще панели вносит затруднения в типизацию, изготовление и монтаж панелей.

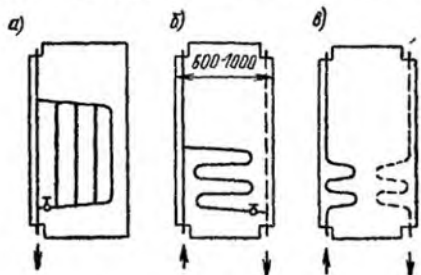
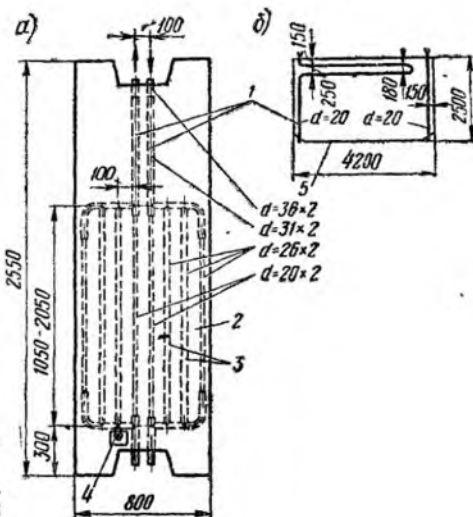


Рис. VIII.9. Перегородочные приставные бетонные отопительные панели с греющими трубами, расположенными по различным схемам

*a* — однотрубной с замыкающим участком;  
*б* — двухтрубной, *в* — бифилярной

Рис. VIII.10. Перегородочные бетонные отопительные панели

*a* — приставная; *б* — совмещенная, 1 — отопительный стояк, 2 — слой бетона марки 150 толщиной 80 мм; 3 — стальные трубы, 4 — регулирующий кран; 5 — межкомнатная перегородка



На рис. VIII.10, кроме совмещенной панели (рис. VIII.10, б), дается пример приставной перегородочной бетонной отопительной панели с бифилярным движением теплоносителя (рис. VIII.10, а), применяемой в однотрубной системе отопления с нижней разводкой обеих магистралей.

## § 83. ТЕПЛОНОСИТЕЛИ И СХЕМЫ СИСТЕМ ПАНЕЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Теплоносителем в системах панельного отопления является преимущественно горячая вода. При использовании воды благодаря ее относительно невысокой температуре разогревание бетонных панелей происходит медленно и не сопровождается возникновением трещин, что бывает при быстром нагревании панелей паром. Применение воды позволяет проводить центральное качественное регулирование систем.

При циркуляции воды по стальным трубам панелей внутренняя коррозия их происходит менее интенсивно, чем при использовании пара.

Вследствие значительной тепловой инерции бетонных панелей важное свойство пара — быстро нагревать помещения — в известной степени утрачивает свое значение. По этим причинам пар редко применяется в центральных системах панельного отопления.

Использование нагретого воздуха как теплоносителя в системах па-

нельного отопления позволяет экономить металл, не создает опасности течей, упрощает монтаж и ремонт систем.

Однако для применения воздуха в системах панельного отопления необходимо устраивать каналы значительных размеров как во внутренних стенах, так и в перекрытиях здания. Следует отметить, что в качестве таких каналов могут быть использованы пустоты блочных и панельных внутренних стен, а также железобетонных настилов. Первой попыткой в этом направлении было осуществление в 1951 г. системы потолочно-лучистого отопления трехэтажного жилого дома в Севастополе, заброшенной впоследствии из-за дефектов монтажа и замененной радиаторной системой. Более удачными оказались подобные системы, пущенные в эксплуатацию в 1959—1960 гг. в Харькове.

Нагревание панелей электричеством может быть осуществлено без больших затруднений. В частности, благодаря работам советских ученых можно применять греющие панели из токопроводящей листовой резины с температурой поверхности, не превышающей  $40^{\circ}\text{C}$ ; панели из электропроводного бетона с заданными электрическими свойствами (так называемый «бетэл»). Однако электрическое отопление отличается увеличенными эксплуатационными затратами по сравнению с другими видами отопления в районах с высоким тарифом на электроэнергию.

Расчетная температура воды, обогревающей стеновые бетонные панели, обычно не выходит за пределы  $100^{\circ}\text{C}$ . Расчеты и исследования показывают, что температура поверхности бетонных панелей может быть ниже температуры теплоносителя на  $20\text{--}40^{\circ}$ . Поэтому при температуре воды  $130^{\circ}\text{C}$  температура поверхности панелей может быть на уровне  $90\text{--}95^{\circ}\text{C}$ , допустимом для низких стеновых панелей (высотой до 1 м от пола). Однако из-за возможности дегидратации цементного камня и снижения прочности бетона ограничивают предельную температуру воды  $100^{\circ}\text{C}$ .

Если в системе отопления здания в качестве отопительных приборов выбирают только бетонные панели, то расчетную температуру горячей воды принимают при стеновых отопительных панелях  $95^{\circ}\text{C}$ ; при напольно-потолочных отопительных панелях ниже  $95^{\circ}\text{C}$  в зависимости от конструкции и размеров панелей, а также допустимой температуры на их поверхности.

Если бетонные отопительные панели устанавливают только в отдельных специальных помещениях, то расчетную температуру горячей воды выбирают по условиям отопления основных помещений зданий, а бетонные панели присоединяют, если это возможно, к подающей магистрали (обычно стеновые панели) или к обратной магистрали (обычно напольно-потолочные панели) системы отопления.

Так, например, для нагревания напольных панелей во входном вестибюле здания используется обратная вода основной системы отопления с расчетной температурой  $70^{\circ}\text{C}$ . При этом понижение температуры воды в панелях определяется в зависимости от тепловой мощности панелей и количества воды, пропускаемой через них (чаще всего перепад температуры воды в панелях выдерживается в пределах  $5\text{--}10^{\circ}$ ).

Водяные системы отопления с бетонными отопительными приборами выполняются одноконтурными и двухконтурными с нижней и верхней разводкой магистралей.

При горизонтальных напольно-потолочных бетонных панелях исполь-

зуются двухтрубные системы отопления. На рис. VIII.11 изображена часть стояка двухтрубной системы с «опрокинутой» циркуляцией воды: обратная вода поднимается вверх. Движение воды снизу вверх способствует уносу воздушных скоплений из горизонтальных змеевиков панелей. Каждая отопительная панель 1 независимо от другой может отключаться кранами 4, опорожняться через спускной кран 5, ремонтироваться и промываться.

На рис. VIII.12 показано присоединение двух напольных бетонных панелей к обратной магистрали основной системы отопления. Количество воды в напольных панелях 1 регулируется при помощи крана 7 на

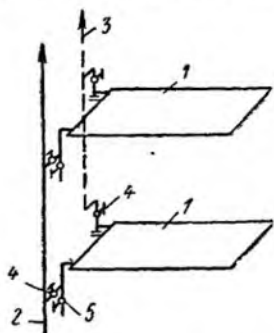


Рис. VIII.11. Схема двухтрубного стояка с «опрокинутой» циркуляцией воды

1 — напольно-потолочная бетонная отопительная панель; 2 — подающий стояк; 3 — обратный стояк; 4 — запорный кран; 5 — спускной кран

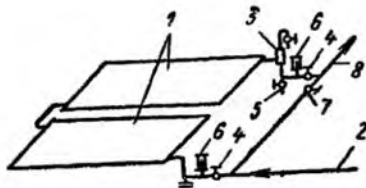


Рис. VIII.12. Схема присоединения напольных панелей к обратной магистрали системы отопления

1 — напольная бетонная отопительная панель; 2 — обратная магистраль системы отопления; 3 — воздухосборник; 4 — запорный кран; 5 — спускной кран; 6 — термометр; 7 — регулирующий кран на обводной трубе; 8 — обратная магистраль в тепловой пункт здания

обводной трубе и степень ее охлаждения контролируется термометрами 6. Воздух удаляется через воздухосборник 3, установленный в повышенной части обратной трубы панелей перед ее опуском к основной обратной магистрали. Напольные панели могут отключаться кранами 4 и опорожняться через спускной кран 5.

Плинтусные бетонные отопительные панели чаще всего соединяют по несколько штук в горизонтальные цепочки, в которых вода движется по бифилярной схеме (см. рис. I.7, д и IV.37, б). Цепочки плинтусных панелей присоединяют к вертикальным однострунным или двухтрубным стоякам.

При вертикальных подоконных и перегородочных бетонных панелях стояки преимущественно делают однострунными. Горячая вода подается по таким стоякам к панелям снизу вверх. Направление движения воды в стояках отмечено стрелками на рис. VIII.7, VIII.9 и VIII.10. Схемы стояков не отличаются от указанных в главе IV (см. рис. IV.25—IV.29). При совместном использовании в системе отопления бетонных панелей и водоемких отопительных приборов последние для ограничения количества протекающей воды снабжают кранами повышенного сопротивления, так как гидравлическое сопротивление греющих змеевиков панелей заметно превышает сопротивление емких приборов.

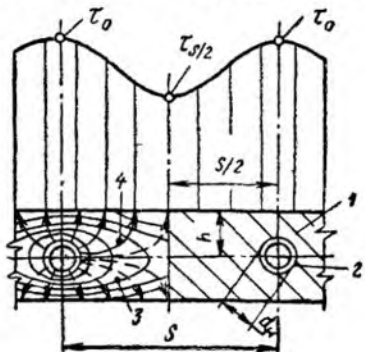
## § 84. ПЛОЩАДЬ И ТЕМПЕРАТУРА ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПАНЕЛЕЙ

Площадь теплоотдающей поверхности отопительной панели  $F_{\text{пан}}$  входит в рассмотренные выше уравнения теплового баланса и в формулу (VIII.22), выведенную для определения средней температуры внутренней поверхности ограждений, не обогреваемых теплоносителем.

Расчеты панельных систем отопления показывают, что доля нагреваемой части общей поверхности ограждений помещения ( $F_{\text{пан}}/F_0$ ) ко-

Рис. VIII.13 Схема изотерм и линий тепловых потоков в массиве бетона и график изменения температуры поверхности отопительной панели

1 — бетонная панель; 2 — стальная труба; 3 — линия изотермы; 4 — линия теплового потока



леблется от 8 до 20%. По американским данным, относящимся к потолочному лучистому отоплению, рекомендуется принимать нагреваемую часть ограждений в размере 23% в холодной местности, 20% в более теплой и 17% при мягком климате или очень хорошей тепловой изоляции здания.

Площадь отопительной панели, т. е. размеры ее нагревательной поверхности, определяется прежде всего величиной теплопотери помещения. При равных теплопотерях на площадь панели влияет температура ее поверхности.

Температура поверхности бетонной отопительной панели зависит от диаметра  $d$  и шага  $s$  греющих труб, глубины  $h$  их заложения и теплопроводности  $\lambda$  бетона, температуры теплоносителя  $t_T$  и помещения  $t_H$ , т. е.

$$t_H = f(d, s, h, \lambda, t_T, t_H). \quad (\text{VIII.24})$$

Среди этих шести переменных четыре изменяются в сравнительно узких пределах или могут быть заранее определены: диаметр труб (обычно  $d_y = 15$  и 20 мм), теплопроводность бетона, температура теплоносителя и помещения. Следовательно, для каждого диаметра труб при определенных  $\lambda$ ,  $t_T$  и  $t_H$  температура поверхности отопительной панели зависит от шага и глубины заложения труб. Эта зависимость видна на рис. III.6, где дается сопротивление теплопроводности массива бетона при различных  $s$  и  $h$ .

В массиве бетона вокруг каждой греющей трубы образуется температурное поле, на котором можно построить кривые линии — концентрические (изотерм) и радиальные, показывающие направление тепловых потоков. На рис. VIII.13 на разрезе бетонной отопительной панели 1 с двухсторонней теплоотдачей изображены линии изотерм 3 (сплошные) и тепловых потоков 4 (пунктирные). Линии тепловых по-

токов начинаются от греющих труб 2 и заканчиваются на поверхности панели.

Температурное поле в массиве панели в стационарных условиях теплопередачи при постоянной температуре теплоносителя рассматривается как двухмерное и описывается дифференциальным уравнением Лапласа в частных производных.

Аналитическое решение дифференциального уравнения для построения температурного поля представляет собой сложную задачу. Обычно используют приближенные численные методы решения уравнения Лапласа, в том числе метод решения в виде конечных разностей. Этот метод заключается в составлении системы уравнений для определения температуры в заданных точках поверхности (обычно с последовательным приближением).

Изменение сопротивления теплопроводности массива бетона по различным направлениям от греющих труб делает поверхность отопительной панели неизотермичной. На рис. VIII.13 показан характер изменения температуры поверхности бетонной панели: наиболее высокая температура  $\tau_0$  наблюдается непосредственно вблизи труб, наиболее низкая температура  $\tau_{s/2}$  — посередине между трубами (на расстоянии  $s/2$  от оси труба).

На основании экспериментальных исследований выведена эмпирическая формула для определения средней температуры поверхности бетонной отопительной панели по температуре в двух характерных точках — над трубами  $\tau_0$  и между трубами  $\tau_{s/2}$ :

$$\tau_{\text{пан}} = \tau_{s/2} + k(\tau_0 - \tau_{s/2}), \quad (\text{VIII.25})$$

где  $k$  — коэффициент, характеризующий профиль температуры поверхности между греющими трубами

Коэффициент  $k$  зависит от шага и глубины заложения труб в бетон. Для отопительных панелей с шагом труб до 250 мм и глубиной заложения до 40 мм  $k=0,45$ , при шаге труб более 250 мм значение коэффициента  $k$  уменьшается до 0,33

В расчетах лучисто-конвективного теплообмена учитывается средняя температура нагревательной поверхности панели, отнесенная к условиям определения теплопотери помещения. Эта средняя температура поверхности панели, являясь расчетной, считается наивысшей температурой греющей поверхности в течение отопительного сезона.

Отвеченное положение достаточно обосновано для потолочных и стеновых отопительных панелей. Однако при напольных панелях, когда может быть продолжительная контактная теплопередача от панели к ступне человека, следует дополнительно контролировать местную температуру поверхности панели непосредственно над греющими трубами.

Предельную среднюю температуру поверхности поверхности потолочной отопительной панели вычисляют по формуле (VIII.2). Чаще всего эта температура в зависимости от высоты помещения с длительным пребыванием людей получается равной при высоте от 2,5 до 2,8 м — 28°, до 3 м — 30°, до 3,4 м — 31—33°С. Допустимая температура поверхности панели тем выше, чем больше расстояние от человека до панели и меньше ширина, а также площадь панели.

Допустимая средняя температура поверхности напольной панели зависит от назначения помещения и подвижности человека в нем. В детских и жилых комнатах эта температура не должна превышать



24° (а по оси греющих труб 35°), в производственных помещениях 26°. В помещениях с временным пребыванием людей (вестибюли, вокзалы, лестничные клетки, санитарные узлы) — 30°. В отдельных помещениях, где люди находятся в постоянном движении (закрытые бассейны и т. п.), температура поверхности напольных панелей может быть повышена до 31—34°; при эпизодическом пребывании людей (ангары и т. п.) — до 35° С.

Для стеновых отопительных панелей допустима наиболее высокая температура поверхности. Расчетная температура поверхности низких панелей, расположенных в зоне до 1 м от поверхности пола, принимается по действующим Строительным нормам и правилам от 75 до 95° С. Температура поверхности стеновых панелей в зоне выше 1 м от поверхности пола определяется по формуле (VIII.2), но во всяком случае по гигиеническим соображениям на высоте до 3,5 м не должна превышать 45° С, если помещение предназначено для длительного пребывания людей. Сверх 3,5 м эта температура не нормируется.

Принимая допустимую температуру поверхности, можно определить предварительную площадь отопительной панели  $F'_{пан}$ , м<sup>2</sup>, по формуле

$$F'_{пан} = \frac{Q'_п}{\alpha_n (\tau_{пан} - t'_в)}, \quad (VIII.26)$$

где  $Q'_п$  — теплопотеря помещения, вычисленная обычным способом, Вт (ккал/ч);

$t'_в$  — расчетная температура воздуха при лучистом отоплении, °С;

$\alpha_n$  — коэффициент внешнего теплообмена, определяемый по формуле (III.13). Среднее значение коэффициента  $\alpha_n$  в пределах практически возможного изменения температуры греющей поверхности  $\tau_{пан}$  составляет:

для потолочной панели . . .	7,9 (6,8)
» напольной » . . .	9,9 (8,5)
» стеновой » . . .	11,6 Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
	[10 ккал/(ч·м <sup>2</sup> ·°С)]

Площадь панели, определенная по формуле (VIII.26), называется предварительной не только потому, что вычисляется с использованием приблизительных величин и соотношений, а скорее из-за того, что она обычно несколько отличается от окончательной, которая устанавливается в процессе конструирования панели с учетом конкретных условий размещения, подвода теплоносителя, типизации размеров и тому подобных ограничений. Однако предварительную площадь отопительной панели необходимо знать для проверки условий теплового комфорта в помещении и дальнейшего проектирования.

По поводу размещения отопительной панели в помещении можно добавить к известным уже положениям (см. главы II и III) следующее. В помещении с увеличенной поверхностью остекления целесообразно для уменьшения радиационного охлаждения людей и локализации потока холодного воздуха размещать панель с повышенной температурой поверхности под остеклением или в узкой полосе пола, прилегающей к наружному ограждению.

Если в помещении должна обогреваться только часть пола или полка, то рекомендуется для приблизительно одинакового облучения

людей располагать отопительную панель в виде полосы по периметру помещения. При этом, как уже отмечалось, расчетная температура поверхности панели может быть несколько повышена.

**Пример VIII.1.** Требуется найти площадь бетонной отопительной панели, радиационную температуру и проверить условия теплового комфорта в палате площадью  $36 \text{ м}^2$ , расположенной на среднем этаже больницы. Наружная стена  $6,4 \times 3,9 \text{ м}$  и два двойных окна в ней размером  $2 \times 2,5 \text{ м}$  имеют коэффициенты теплопередачи соответственно  $1,05$  ( $0,9$ ) и  $2,68 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [ $2,3 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ ]. Площадь наружной и трех внутренних стен  $86,4 \text{ м}^2$ . Теплотери через наружные стену и окна, подсчитанные обычным способом, при расчетной температуре наружного воздуха  $-26^\circ\text{С}$  составляют  $2267 \text{ Вт}$  ( $1948 \text{ ккал}/\text{ч}$ ).

В палате проектируется потолочное панельно-лучистое отопление со стальными греющими трубами, заложенными в междуэтажное перекрытие.

1. Задавая среднюю температуру поверхности потолочной отопительной панели при высоте палаты около  $3,5 \text{ м}$   $t_{\text{пан}} = 32^\circ\text{С}$ , находим по формуле (VIII.26) предварительную площадь панели:

$$F_{\text{пан}}^* = \frac{2267}{7,9(32 - 18,5)} = 21,2 \text{ м}^2.$$

Температуру воздуха при лучистом отоплении принимаем на  $1,5^\circ$  ниже нормативной температуры воздуха для палат при конвективном отоплении  $t_{\text{в}} = 20 - 1,5 = 18,5^\circ\text{С}$ .

2. Лучисто-конвективный теплообмен в палате рассчитываем по методу с применением эквивалентного коэффициента теплопередачи. Определяем эквивалентный коэффициент теплопередачи по формуле (VIII.19), принимая  $\beta = 0,16$ , при общей поверхности ограждений помещения  $F_o = 86,4 + (36 \cdot 2) = 158,4 \text{ м}^2$ :

$$\begin{aligned} k_3 &= \frac{(1,05 \cdot 6,4 \cdot 3,9) + (2,68 - 1,05) \cdot 2 \cdot 2,5 \cdot 2}{158,4 - 21,2} = 1,16 = \\ &= \frac{(26,2 + 16,3) \cdot 1,16}{137,2} = 0,359 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) [0,308 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})], \end{aligned}$$

3. Находим неполный эквивалентный коэффициент теплопередачи по формуле (VIII.18):

$$k'_3 = \frac{1}{\frac{1}{0,359} - 0,107} = 0,373 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) [0,32 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})].$$

4. Определяем среднюю температуру внутренней поверхности всех ограждений, не обогреваемых теплоносителем, по формуле (VIII.22):

$$t_{\text{ср}} = \frac{[5,41 \cdot 32 + 2,77(32 - 18,5) + 0,373 \cdot 26] \cdot 21,2 - 0,373 \cdot 26 \cdot 158,4}{(5,41 - 0,373) \cdot 21,2 + 0,373 \cdot 158,4} = 18,8^\circ\text{С},$$

Здесь по формуле (VIII.16)

$$\alpha_{\text{л}} = C_{\text{пр}} \cdot b = 5,1 \cdot 1,06 = 5,41 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) [4,66 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})],$$

$$b = 0,81 + 0,005(32 + 18,8) = 1,06;$$

$$\alpha_{\text{к}} = 1,16(32 - 18,5)^{1/3} = 2,77 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) [2,38 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})].$$

5. Вычисляем действительную теплотерю через наружные ограждения палаты по формуле (VIII.20):

$$Q_{\text{п}} = 0,373(158,4 - 21,2)(18,8 + 26) = 2293 \text{ Вт} (1970 \text{ ккал}/\text{ч}),$$

получившуюся весьма близкой к рассчитанной обычным способом ( $2267 \text{ Вт}$  или  $1948 \text{ ккал}/\text{ч}$ ).

6. Находим среднюю температуру поверхности ограждений помещения по формуле (VIII.5):

$$t_{\text{п}} = \frac{21,2}{158,4} 32 + \frac{158,4 - 21,2}{158,4} 18,8 = 20,6^\circ > t_{\text{в}} = 18,5^\circ\text{С}.$$

Так как по выражению (VIII.1)  $\tau_n > t_n$ , то способ отопления палаты относится к лучистому.

7. Определяем температуру помещения по рекомендации в § 9:

$$t_n = 0,5 (t_b + t_R) = 0,5 (18,5 + 20,6) = 19,55^\circ \text{C}.$$

принимая  $t_R = \tau_n$ , и проверяем обеспечение теплового комфорта, вычисляя необходимую для этого радиационную температуру по формуле (VIII.4):

$$t_R = 1,57t_n - 0,57t_b = 1,57 \cdot 19,55 - 0,57 \cdot 18,5 = 20,15^\circ \text{C}.$$

Действительная средняя поверхностная температура ( $20,6^\circ \text{C}$ ) достаточно близка (отклонение  $< 1,5^\circ$ ) к требуемой радиационной температуре.

8. Проверяем допустимость выбранной температуры поверхности панели ( $\tau_{\text{пан}} = 32^\circ \text{C}$ ) при известной ее площади.

Средний размер панели  $l = F_{\text{пан}}^{0,5} = 21,2^{0,5} = 4,6$  м и коэффициент облученности для стоящего человека при  $y = 3,5 - 1,7 = 1,8$  м по формуле (VIII.3) равняется:

$$\varphi_{\text{ч-п}} = 1 - 0,8 \frac{y}{l} = 1 - 0,8 \frac{1,8}{4,6} = 0,687.$$

Допустимая температура поверхности потолочной отопительной панели по формуле (VIII.2)

$$\tau_{\text{пан}} \leq 19,2 + \frac{8,7}{\varphi_{\text{ч-п}}} = 19,2 + \frac{8,7}{0,687} \approx 32^\circ \text{C}$$

оказалась равной предварительно выбранной температуре. Для сидящего человека ( $y = 2,2$  м) допустимая температура повышается до  $33,3^\circ$ , для лежащего ( $y = 2,8$  м) — до  $36,1^\circ \text{C}$ .

Можно считать, что условия теплового комфорта в помещении палаты соблюдаются.

**Пример VIII.2.** Требуется найти площадь подоконной бетонной отопительной панели, радиационную температуру и проверить условия теплового комфорта в палате для условий примера VIII.1.

1. Задаваясь средней температурой поверхности подоконной отопительной панели  $\tau_{\text{пан}} = 75^\circ \text{C}$ , находим по формуле (VIII.26) ее площадь:

$$F'_{\text{пан}} = \frac{2267}{12,85 (75 - 20)} = 3,2 \text{ м}^2,$$

где

$$\alpha_n = (5,1 \cdot 1,28) + 1,66 (75 - 20)^{1/3} = 6,52 + 6,33 = 12,85 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}) [5,63 + 5,44 = 11,07 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C})];$$

$$b = 0,81 + 0,005 (75 + 18,5) = 1,28.$$

Температуру воздуха принимаем равной нормативной температуре для палат при конвективном отоплении  $t_b = 20^\circ \text{C}$ .

2. Определяем эквивалентный коэффициент теплопередачи по формуле (VIII.19):

$$k_3 = \frac{(26,2 + 16,3) 1,16}{158,4 - 3,2} = 0,318 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}) [0,273 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C})].$$

3. Находим неполный эквивалентный коэффициент теплопередачи по формуле (VIII.18), считая  $R_b = 0,114 \text{ м}^2/\text{Вт}$  при конвективном отоплении

$$k'_3 = \frac{1}{\frac{1}{0,318} - 0,114} = 0,33 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}) [0,284 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C})].$$

4. Определяем по формуле (VIII.22)

$$\tau_{\text{оп}} = \frac{[6,52 \cdot 75 + 6,33 (75 - 20) + 0,33 \cdot 26] 3,2 - 0,33 \cdot 26 \cdot 158,4}{(6,52 - 0,33) 3,2 + 0,33 \cdot 158,4} = 18,5^\circ \text{C}.$$

5. Вычисляем теплотери через наружные ограждения по формуле (VIII.20):

$$Q_{\text{н}} = 0,33 (158,4 - 3,2) (18,5 + 26) = 2279 \text{ Вт (1958 ккал/ч)},$$

получившиеся, как и в примере VIII.1, очень близкими к рассчитанной обычным способом.

6. Находим среднюю поверхностную температуру по формуле (VIII.5):

$$t_{\text{п}} = \frac{3,2}{158,4} 75 + \frac{158,4 - 3,2}{158,4} 18,5 = 19,6^\circ < t_{\text{н}} = 20^\circ \text{ C.}$$

Способ отопления помещения следует отнести к конвективному.

7. При температуре помещения, рекомендуемой для спокойного состояния людей,  $t_{\text{н}} = 21^\circ \text{ C}$  (см. § 9) определяем необходимую по условию теплового комфорта радиационную температуру по формуле (VIII.4):

$$t_{\text{R}} = 1,57 \cdot 21 - 0,57 \cdot 20 = 21,6^\circ \text{ C.}$$

Действительная средняя поверхностная температура ( $19,6^\circ \text{ C}$ ) значительно ниже необходимой радиационной температуры, поэтому  $t_{\text{н}}$  должна быть повышена не менее чем на  $1^\circ$ .

Проверка предельно допустимой температуры поверхности низкой (высота менее 1 м) стеновой отопительной панели не производится, так как принятая температура ( $75^\circ \text{ C}$ ) равна нормативной для больниц. При этом учитывается также кратковременность ее действия и экранирующее влияние мебели.

## § 85. РАСЧЕТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПАНЕЛЕЙ

Каждая бетонная отопительная панель передает тепло со всей своей внешней поверхности. Однако принято называть, подчеркивая величину основного теплового потока, панели приставные или встроенные в наружные ограждения панелями с односторонней теплоотдачей, панели, заменяющие внутренние ограждения (перекрытия, перегородки) или имеющие конвективный канал (см. рис. VIII.8, б, в), панелями с двухсторонней теплоотдачей. Фактически же для любой бетонной отопительной панели следует рассчитывать теплопередачу в обе стороны.

Для панели с односторонней теплоотдачей общая теплопередача складывается из теплового потока с лицевой поверхности, направленного в отапливаемое помещение, — лицевой теплопередачи  $Q_{\text{лиц}}$  и тыльного теплового потока, направленного наружу, — тыльной теплопередачи  $Q_{\text{тыл}}$  (рис. VIII.14):

$$Q_{\text{пан}} = Q_{\text{лиц}} + Q_{\text{тыл}}. \quad (\text{VIII.27})$$

Для панели с двухсторонней теплоотдачей второе слагаемое в уравнении (VIII.27) выражает теплопередачу в соседнее помещение или в конвективный канал. Например, для напольно-потолочной панели можно написать:

$$Q_{\text{пан}} = Q_{\text{пл}} + Q_{\text{пт}}. \quad (\text{VIII.27a})$$

В частном случае для перегородочной панели с симметричным расположением греющих элементов в бетоне (см. рис. VIII.13) уравнение (VIII.27) принимает вид:

$$Q_{\text{пан}} = 2Q_{\text{лиц}}. \quad (\text{VIII.27б})$$

Лицевая теплопередача бетонной отопительной панели складывается из теплопередачи отдельных греющих труб, различным образом расположенных в панели. На рис. VIII.1 отмечено различие в положении труб, отражающееся на их теплопередаче: трубы названы средними, крайними и одиночными. Наиболее интенсивно передают тепло одиночные

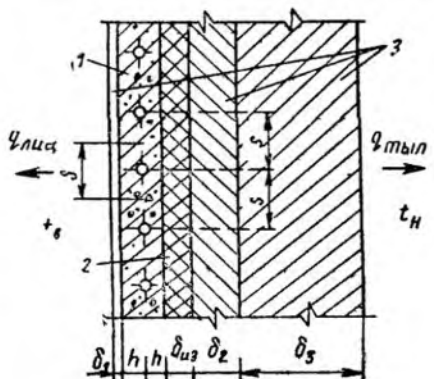


Рис VIII.14 Схема отопительной панели с односторонней теплоотдачей

1 — бетонная отопительная панель, 2 — тепловая изоляция, 3 — слой конструкции ограждения

трубы, теплопередача крайних и особенно средних труб тормозится взаимным прогреванием бетонного массива соседними трубами.

Если известна теплопередача 1 м трубы, то лицевая теплопередача отопительной панели составит:

$$Q_{\text{лиц}} = q_{\text{ср}} l_{\text{ср}} + q_{\text{кр}} l_{\text{кр}} + q_{\text{од}} l_{\text{од}}, \quad (\text{VIII.28})$$

где  $q_{\text{ср}}$ ,  $q_{\text{кр}}$ ,  $q_{\text{од}}$  — теплопередача 1 м средних, крайних и одиночных труб в бетонном массиве;

$l_{\text{ср}}$ ,  $l_{\text{кр}}$ ,  $l_{\text{од}}$  — длина соответствующих труб в панели.

Лицевая теплопередача 1 м трубы  $q_{\text{лиц}}$  Вт/м [ккал/(ч·м)] определяется с учетом сопротивления теплопроводности отдельных слоев в конструкции панели, отделяющих теплоноситель с температурой  $t_{\text{г}}$  от помещения, по формуле

$$q_{\text{лиц}} = \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{п}}}{R_{\text{лиц}}}, \quad (\text{VIII.29})$$

где  $t_{\text{п}}$  — температура помещения;

$R_{\text{лиц}} = R_{\text{в}} + R_{\text{ст}} + R_{\text{м}} + \Sigma R_i + R_{\text{н}}$  — общее сопротивление теплопередаче от теплоносителя в помещении.

Очевидно, что сопротивление теплопередаче определяется по общей для всех отопительных приборов формуле (III 6). Особенность заключается в увеличенном сопротивлении теплопроводности массива бетона, как отмечалось в главе III, по сравнению с сопротивлением чугунной или стальной стенки прибора. Добавочные слои конструкции панели являются также дополнительным термическим сопротивлением.

В формуле (VIII.29) сопротивления теплообмену у внутренней поверхности трубы  $R_{\text{в}}$ , теплопроводности стенки трубы  $R_{\text{ст}}$ , массива бетона  $R_{\text{м}}$ , добавочных слоев  $R_i$  и теплообмену у внешней поверхности панели  $R_{\text{н}}$  относятся к 1 м трубы. Поэтому при их определении учитывается площадь поверхности теплообмена на длине 1 м, а результат выражается в К·м/Вт ( $^{\circ}\text{C} \cdot \text{м} \cdot \text{ч/ккал}$ ).

Сопротивление теплообмену у внутренней поверхности 1 м трубы с учетом формулы (III.7) составляет:

$$R_B = \frac{1}{\alpha_B F_B}, \quad (\text{VIII.30})$$

где  $F_B$  — внутренняя площадь поверхности теплообмена 1 м трубы. При внутреннем диаметре трубы  $d_B$  для панелей с односторонней теплоотдачей  $F_B = \pi d_B$ , с двухсторонней  $F_B = \frac{1}{2} \pi d_B$ , м<sup>2</sup>.

Сопротивление теплопроводности стенки 1 м трубы с учетом формулы (III.10) равняется:

$$R_{CT} = \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT} F_{CT}}, \quad (\text{VIII.31})$$

где  $\delta_{CT}$  — толщина стенки трубы;  
 $F_{CT}$  — средняя площадь стенки 1 м трубы. Если наружный диаметр трубы  $d_H$ , то для панелей с односторонней теплоотдачей  $F_{CT} = \frac{1}{2} \pi (d_B + d_H)$ , с двухсторонней  $F_{CT} = \frac{1}{4} \pi (d_B + d_H)$  м<sup>2</sup>.

Сопротивление теплопроводности массива бетона определяется с учетом формулы (III.11):

$$R_M = \frac{R_M^*}{\lambda_M}, \quad (\text{VIII.32})$$

в зависимости от положения греющих труб в панели. Здесь  $\lambda_M$  — действительное значение теплопроводности массива бетона.

Сопротивление теплопроводности добавочных слоев панели (на рис. VIII.14 изображен один добавочный слой толщиной  $\delta_1$ ) вычисляется по формуле

$$\sum R_l = \frac{1}{s} \sum \frac{\delta_l}{\lambda_l}, \quad (\text{VIII.33})$$

где  $s$  — внешняя площадь поверхности теплообмена, приходящаяся на 1 м трубы (см. рис. VIII.14).

Наконец, сопротивление теплообмену у внешней поверхности панели определяют по формуле

$$R_H = \frac{1}{\alpha_H s}. \quad (\text{VIII.34})$$

где  $\alpha_H$  — коэффициент внешнего теплообмена, определяемый по формуле (III.13).

**Пример VIII.3.** Требуется определить лицевую теплопередачу 1 м средних стеклянных труб диаметром 18×3 мм, заделанных с шагом 80 мм в бетонную стеновую панель толщиной 60 мм с односторонней теплоотдачей, если расход воды 30 кг/ч и разность температуры  $t_T - t_H = 65^\circ\text{C}$ . Панель оклеена обоями толщиной 2 мм. Теплопроводность: бетона — 1,37 (1,18), стекла — 0,815 (0,7), бумаги — 0,175 Вт/(м·К) [0,15 ккал/(ч·м·°C)].

1. Коэффициент теплообмена у внутренней поверхности трубы  $d_B = 12$  мм находим по формуле М. А. Михеева: при расходе воды 30 кг/ч  $\alpha_B = 570$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) [490 ккал/(ч·м<sup>2</sup>·°C)].

Сопротивление теплообмену у внутренней поверхности 1 м трубы по формуле (VIII.30) составляет:

$$R_B = \frac{1}{570 \cdot 3,14 \cdot 0,012} = 0,0465 \text{ К} \cdot \text{м} / \text{Вт} [0,054^\circ\text{C} \cdot \text{м} \cdot \text{ч} / \text{ккал}],$$

2 Рассчитываем сопротивление теплопроводности стенки стеклянной трубы длиной 1 м по формуле (VIII 31):

$$R_{ст} = \frac{2 \cdot 0,003}{0,815 \cdot 3,14 (0,012 + 0,018)} = 0,078 \text{ К} \cdot \text{м} / \text{Вт} [0,091 \text{ } ^\circ\text{С} \cdot \text{м} \cdot \text{ч} / \text{ккал}].$$

3 Определяем при  $h = \frac{0,06}{2} = 0,03 \text{ м}$ ,  $\frac{h}{d_n} = \frac{0,03}{0,018} = 1,67$ ,  $\frac{s}{d_n} = \frac{0,08}{0,018} = 4,44$  сопротивление теплопроводности массива бетона по графику в Справочнике проектировщика (см ссылку в § 26), составленному для теплопроводности бетона 1 ккал/(ч·м·°С),  $R'_м = 0,43 \text{ } ^\circ\text{С} \cdot \text{м} \cdot \text{ч} / \text{ккал}$ .

Действительное сопротивление, отнесенное к 1 м трубы, находим по формуле (VIII 32):

$$R_m = \frac{0,43}{1,163 \cdot 1,18} = 0,313 \text{ К} \cdot \text{м} / \text{Вт} [0,365 \text{ } ^\circ\text{С} \cdot \text{м} \cdot \text{ч} / \text{ккал}].$$

4 Вычисляем сопротивление теплопроводности слоя бумаги (обоев) по формуле (VIII 33):

$$R_б = \frac{0,002}{0,08 \cdot 0,175} = 0,143 \text{ К} \cdot \text{м} / \text{Вт} [0,167 \text{ } ^\circ\text{С} \cdot \text{м} \cdot \text{ч} / \text{ккал}].$$

5. Подсчитываем предварительное сопротивление теплообмену  $\alpha$  внешней поверхности панели по формуле (VIII 34), принимая  $\alpha_n = 11,6 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$  по примечанию к формуле (VIII 26):

$$R_n = \frac{1}{11,6 \cdot 0,08} = 1,0775 \text{ К} \cdot \text{м} / \text{Вт} [1,25 \text{ } ^\circ\text{С} \cdot \text{м} \cdot \text{ч} / \text{ккал}],$$

6 Находим разность температуры поверхности панели и помещения:

$$\begin{aligned} \tau_{пан} - t_n &= \frac{R_n (t_T - t_n)}{R_B + R_{ст} + R_m + R_б + R_n} = \\ &= \frac{1,0775 \cdot 65}{0,0465 + 0,078 + 0,313 + 0,143 + 1,0775} = 42,2 \text{ } ^\circ\text{С}. \end{aligned}$$

7. Рассчитываем действительные значения коэффициента  $\alpha_n$  при полученной разности температуры по формуле (III 13):

$$\alpha_n = 5,1 \cdot 1,21 + 1,66 \cdot 42,2^{1/3} = 11,5 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

и сопротивления теплообмену по формуле (VIII.34):

$$R_n = \frac{1}{11,5 \cdot 0,08} = 1,087 \text{ К} \cdot \text{м} / \text{Вт} [1,265 \text{ } ^\circ\text{С} \cdot \text{м} \cdot \text{ч} / \text{ккал}].$$

8 Определяем лицевую теплопередачу 1 м средней стеклянной трубы в бетонной панели по формуле (VIII 29):

$$\begin{aligned} q_{лиц} &= \frac{t_T - t_n}{R_{лиц}} = \frac{65}{0,0465 + 0,078 + 0,313 + 0,143 + 1,087} = \\ &= 39 \text{ Вт} / \text{м} [33,5 \text{ ккал} / (\text{ч} \cdot \text{м})]. \end{aligned}$$

**Тыльная теплопередача бетонной отопительной панели в наружный воздух**, так же как и лицевая теплопередача, складывается из теплопередачи отдельных греющих труб, т. е. определяется по формуле (VIII.28).

Тыльная теплопередача 1 м трубы  $q_{тыл}$ , Вт/м [ккал/(ч·м)], вычисляется с учетом сопротивления теплопроводности не только слоев панели, но и слоев конструкции наружного ограждения, отделяющих панель от наружного воздуха, по формуле

$$q_{\text{тыл}} = \frac{t_{\text{т}} - t_{\text{н}}}{R_{\text{тыл}} + R_{\text{низ}}}, \quad (\text{VIII.35})$$

где  $t_{\text{н}}$  — расчетная температура наружного воздуха;

$R_{\text{тыл}} = R_{\text{в}} + R_{\text{ст}} + R_{\text{м}} + \Sigma R_{\text{и}} + R_{\text{н}}$  — общее сопротивление теплопередаче от теплоносителя в наружный воздух, отнесенное к 1 м трубы,  $\text{К}\cdot\text{м}/\text{Вт}$  ( $^{\circ}\text{C}\cdot\text{м}\cdot\text{ч}/\text{ккал}$ );

$R_{\text{низ}}$  — сопротивление теплопроводности дополнительного слоя тепловой изоляции для уменьшения теплопотери через запанельный участок наружного ограждения (см. рис. VIII.14).

Сопротивления теплообмену у внутренней поверхности трубы  $R_{\text{в}}$ , теплопроводности стенки трубы  $R_{\text{ст}}$  и массива бетона  $R_{\text{м}}$  вычисляются как для панели с двухсторонней теплоотдачей. Поэтому при определении тыльной теплопередачи формула (VIII.30) записывается в виде:

$$R_{\text{в}} = \frac{2}{\alpha_{\text{в}} \pi d_{\text{в}}}, \quad (\text{VIII.30a})$$

а формула (VIII.31) принимает вид:

$$R_{\text{ст}} = \frac{4\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}} \pi (d_{\text{в}} + d_{\text{н}})}. \quad (\text{VIII.31a})$$

Тыльная теплопередача в большей степени, чем лицевая, зависит от сопротивления теплопроводности слоев наружной ограждающей конструкции (на рис. VIII.14 изображены два слоя толщиной  $\delta_2$  и  $\delta_3$ ). Тепловая изоляция увеличивает это сопротивление. Все же тыльная теплопередача по площади панели может быть больше теплового потока через наружное ограждение той же площади при отсутствии панели. Если считать возмещение этого теплового потока полезной теплопередачей панели, то дальнейшее возрастание тыльной теплопередачи панели будет связано с бесполезной затратой тепла.

Запишем общую полезную теплопередачу 1 м трубы бетонной отопительной панели, расположенной в наружном ограждении, имеющем коэффициент теплопередачи  $k_{\text{огр}}$ :

$$q_{\text{пол}} = q_{\text{лиц}} + k_{\text{огр}} s (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}). \quad (\text{VIII.36})$$

Тогда дополнительная бесполезная теплопотеря через наружное ограждение, связанная с установкой отопительной панели, в расчете на 1 м греющей трубы панели составит:

$$q_{\text{доп}} = q_{\text{тыл}} - k_{\text{огр}} s (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}). \quad (\text{VIII.37})$$

Известно, что существует нормативное ограничение теплопотери через  $1 \text{ м}^2$  наружной стены с окнами, через покрытие и цокольное перекрытие здания (см. табл. II 8). Для того чтобы свести дополнительную бесполезную теплопотерю к нулю, следует по уравнению (VIII.37) приравнять тыльную теплопередачу 1 м трубы основной теплопотере через ограждение, подсчитанной обычным путем:

$$q_{\text{тыл}} = k_{\text{огр}} s (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}).$$

Подставляя значение  $q_{\text{тыл}}$  в формулу (VIII.35), получим:

$$\frac{t_{\text{т}} - t_{\text{н}}}{R_{\text{тыл}} + R_{\text{низ}}} = \frac{s (t_{\text{в}} - t_{\text{н}})}{R_{\text{огр}}}.$$



Отсюда находим необходимое сопротивление теплопроводности,  $K \cdot m / \text{Вт}$ , тепловой изоляции, помещаемой за панелью:

$$R_{\text{из}} = \frac{R_{\text{огр}}}{s} \cdot \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}} - R_{\text{тыл}} \quad (\text{VIII.38})$$

и толщину слоя,  $m$ , этой тепловой изоляции

$$\delta_{\text{из}} = R_{\text{из}} \lambda_{\text{из}} s. \quad (\text{VIII.39})$$

Расчетами установлено, что для уменьшения тыльной теплопотери бетонной отопительной панели (дополнительная теплопотеря не должна превышать 10%) сопротивление теплопроводности запанельного участка наружного ограждения в средней полосе СССР следует увеличивать не менее чем до  $2 \text{ К} \cdot \text{м}^2 / \text{Вт}$  при стеновой панели и в еще большей степени при напольной или потолочной панели.

**Пример VIII.4.** Требуется определить общую теплопередачу стеновой бетонной отопительной панели и толщину слоя тепловой изоляции при условии исключения дополнительной бесполезной теплопотери через запанельный участок наружной стены, если сопротивление теплопередаче стены  $R_{\text{п.с}} = 0,95 \text{ К} \cdot \text{м}^2 / \text{Вт}$  [ $1,1 \text{ } ^\circ\text{С} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ч} / \text{ккал}$ ], тепловая изоляция делается из пробковых плит с теплопроводностью  $\lambda_{\text{из}} = 0,07 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$  [ $0,06 \text{ ккал} / (\text{ч} \cdot \text{м} \cdot \text{ } ^\circ\text{С})$ ]. Приставная панель площадью  $F_{\text{пан}} = 1,6 \text{ м}^2$  имеет 14,3 м средних греющих стеклянных труб и 5,8 м крайних труб, расположенных с шагом  $s = 80 \text{ мм}$ . Расчетная температура: теплоносителя  $t_{\text{г}} = 85^\circ$ , внутреннего воздуха  $t_{\text{в}} = 20^\circ$ , наружного воздуха  $t_{\text{н}} = -26^\circ \text{С}$ .

1. Лицевую теплопередачу 1 м средних стеклянных труб принимаем по расчету в примере VIII.3 равной  $39 \text{ Вт} / \text{м}$  ( $33,5 \text{ ккал} / \text{ч} \cdot \text{м}$ ).

Лицевую теплопередачу 1 м крайних труб определяем по отдельному расчету в количестве  $73,5 \text{ Вт} / \text{м}$  ( $63 \text{ ккал} / \text{ч} \cdot \text{м}$ ).

2. Вычисляем лицевую теплопередачу всей отопительной панели по формуле (VIII.28):

$$Q_{\text{лиц}} = q_{\text{ср}} l_{\text{ср}} + q_{\text{кр}} l_{\text{кр}} = 39 \cdot 14,3 + 73,5 \cdot 5,8 = 984 \text{ Вт} \quad (845 \text{ ккал} / \text{ч}).$$

3. Находим тыльную теплопередачу всей отопительной панели, которая по условию должна быть равна обычной теплопотере через наружную стену:

$$Q_{\text{тыл}} = \frac{F_{\text{пан}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}})}{R_{\text{в.с}}} = \frac{1,6 (20 + 26)}{0,95} = 77 \text{ Вт} \quad (66 \text{ ккал} / \text{ч}).$$

4. Общая полезная теплопередача отопительной панели по формуле (VIII.27) составляет:

$$Q_{\text{пан}} = Q_{\text{лиц}} + Q_{\text{тыл}} = 984 + 77 = 1061 \text{ Вт} \quad (911 \text{ ккал} / \text{ч}).$$

5. Определяем сопротивление тыльной теплопередаче от теплоносителя в наружный воздух, отнесенное к 1 м средней трубы, с учетом результатов расчетов в примере VIII.3 и формул (VIII.30а) и (VIII.31а):

$$R_{\text{тыл}} = R_{\text{в}} + R_{\text{ст}} + R_{\text{м}} + \Sigma R_i + R_{\text{н}} = 2 \cdot 0,0465 + 2 \cdot 0,078 + \frac{0,24}{1,163 \cdot 1,18} + \frac{0,95 - \frac{0,183}{1,163}}{0,08} + \frac{0,05}{1,163 \cdot 0,08} = 10,87 \text{ К} \cdot \text{м} / \text{Вт} \quad [12,65 \text{ } ^\circ\text{С} \cdot \text{м} \cdot \text{ч} / \text{ккал}].$$

6. Рассчитываем сопротивление теплопроводности тепловой изоляции по формуле (VIII.38):

$$R_{\text{из}} = \frac{0,95}{0,08} \frac{85 + 26}{20 + 26} - 10,87 = 28,65 - 10,87 = 17,78 \text{ К} \cdot \text{м} / \text{Вт} \quad [20,7 \text{ } ^\circ\text{С} \cdot \text{м} \cdot \text{ч} / \text{ккал}].$$

7. Толщина запанельного слоя пробковых плит по формуле (VIII.39) равна:

$$\delta_{\text{из}} = R_{\text{из}} \lambda_{\text{из}} s = 17,78 \cdot 0,07 \cdot 0,08 = 0,1 \text{ м}.$$

## § 86. ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ПАНЕЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Проектирование системы панельного отопления здания начинается с выбора вида отопительных панелей и мест их расположения в помещениях в зависимости от конструктивных и планировочных особенностей здания и характера отдельных помещений. Потом определяют расчетную температуру и предварительную площадь поверхности отопительных панелей, проверяют выполнение условий теплового комфорта и уточняют потерю тепла через ограждающие конструкции отапливаемых помещений.

Затем выбирают необходимое количество типоразмеров отопительных панелей. Тип панели определяется числом параллельных (средних и двух крайних) труб, размер — длиной панели (например, типоразмер панели, обозначенный П-6-1,6, имеет шесть параллельных труб, длина панели 1,6 м). Рекомендуется ограничивать число типов панелей в здании двумя-тремя при общем числе типоразмеров четыре — шесть.

Для выбора длины панелей каждого типа значения предварительной площади панелей или теплопотерь всех помещений объединяются в группы. Средняя величина теплопотери в пределах каждой группы должна отличаться не более чем на 15% от аналогичной величины в соседних группах. Для сокращения общего числа типоразмеров панелей в помещениях со значительной потерей тепла (например, в угловых комнатах, помещениях верхнего этажа) может быть установлено несколько отопительных панелей одинаковой или различной длины и даже различных типов, уже выбранных для других помещений.

Теплопередача панелей, предназначенных для каждого помещения, не должна отличаться от расчетных теплопотерь более чем на +10% и —5% (например, отопительную панель с полезной теплопередачей 700 Вт можно устанавливать в помещениях с теплопотерями 637—737 Вт).

Площадь отдельных напольно-потолочных панелей желательно принимать до 10—15 м<sup>2</sup> при длине не более 5 м исходя из удобства транспортирования и размещения панелей в помещениях.

После выбора параметров и расчета средней температуры теплоносителя в трубах панелей в зависимости от принятой схемы системы отопления здания проводятся окончательное конструирование и расчет теплопередачи панелей с уточнением ранее принятого размещения их в отапливаемых помещениях.

При проектировании системы отопления следует обращать внимание на обеспечение полного удаления воздуха из панелей, особенно горизонтальных, что достигается при совпадении направлений движения воды и воздуха в трубах панелей. Другими словами, предпочтение следует оказывать удалению воздуха через обратные трубы панелей.

Завершается проектирование панельного отопления, как обычно, гидравлическим расчетом труб с учетом длины, изгибов и соединений нагревательных элементов панелей. Тепловая нагрузка панелей принимается с учетом дополнительной бесполезной потери тепла через наружные ограждения, если она имеется.

При действии системы панельного отопления температура бетона в среднем на 20° ниже температуры труб и разница в удлинении вызывает растяжение бетона. Для предотвращения образования трещин в бетоне

расстояние между трубами панелей не должно быть слишком большим. В частности, для подоконных панелей оптимальным с учетом также экономических показателей считается шаг труб, равный 100—150 мм, для перегородочных панелей 80—120 мм. Кроме того, не следует быстро нагревать панели при пуске смонтированной системы отопления в зимний период.

Трубчатые нагревательные элементы, заделываемые в бетон, необходимо собирать и монтировать особо тщательно. Испытания их на прочность и плотность проводятся как на трубозаготовительном заводе (гидравлические испытания), так и на строительстве после присоединения к трубам системы отопления (испытания гидравлические и сжатым воздухом). Сварные трубы располагают в бетоне таким образом, чтобы их шов был обращен в помещение, что позволяет при необходимости устранять неплотность в шве трубы, которая обнаруживается по пятну или полосе сырости на поверхности панели.

Лицевую поверхность стеновых панелей можно отделывать штукатуркой и плитками, окрашивать клеевыми и масляными красками, оклеивать обоями. Отделочные слои уменьшают лицевую теплопередачу, что следует учитывать при ее расчете.

Подытожим положительные и отрицательные стороны панельно-лучистого отопления.

Достоинствами панельно-лучистого отопления являются лучшие санитарно-гигиенические показатели по сравнению с конвективным отоплением. Несколько пониженная температура воздуха и особенно поверхности панелей увеличенных размеров, повышенная температура поверхности всех ограждений способствуют благоприятному самочувствию людей в помещениях. Уменьшается отложение органической пыли на панелях, снижается запыленность воздуха в помещениях при незначительных конвективных токах (0,04—0,05 м/с). Оседающая на панелях пыль не подвергается возгонке при пониженной температуре их поверхности. Более равномерной становится температура воздуха в помещении в горизонтальном и вертикальном направлениях.

Применение панельных систем способствует индустриализации заготовки и монтажа систем отопления, позволяет экономить металл, обычно расходуемый на отопительные устройства, т. е. дает заметный технико-экономический эффект.

При совмещенных панелях достигается экономия полезной площади, устраняются отопительные приборы и ниши для них, ухудшающие интерьер помещений.

Дополнительным достоинством систем панельно-лучистого отопления является возможность охлаждения помещения в летнее время (примерно на 4—6°), пропуская холодную воду по трубам панелей. При этом в отличие от систем отопления с металлическими приборами не наблюдается конденсации водяных паров, содержащихся в воздухе, на поверхности панелей (в сухой климатической зоне).

Недостатками систем панельно-лучистого отопления являются увеличение расхода стальных труб и трудность их ремонта, а также повышенная тепловая инерция по сравнению с обычными системами водяного отопления.

Бетонные панели, обладая более высокой теплоемкостью, чем металлические отопительные приборы, медленно прогреваются и охлаждаются. Так, например, при отключении панели при температуре поверхности 90°С понижение температуры до 40°С происходит только через 3 ч. Прав-

да, при необходимости это позволяет делать перерывы в подаче теплоносителя.

Учитывая, что стальные трубы панелей могут быть заменены неметаллическими, можно считать, что этот недостаток вполне устраним. В связи с этим экономический эффект от применения панелей еще более возрастает.

При развитии централизованного теплоснабжения очищенной от примесей водой и при правильной эксплуатации системы панельного отопления можно избежать аварийного ремонта, вызываемого главным образом загрязнением греющих элементов панелей. Их частичный ремонт осуществляется сравнительно просто, так как для этого достаточно вскрыть защитный слой бетона, минимальная толщина которого 10 мм, а наиболее часто не превышает 15—25 мм.

Распространение панельно-лучистого отопления обусловлено обеспечением теплового комфорта в помещениях и соответствием характеру полносборного строительства зданий из облегченных панелей и объемных элементов.

#### СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- Ральчук Н. Т. Панельное отопление зданий. Киев, «Будівельник», 1964.
- Шаповалов И. С. Проектирование панельно-лучистого отопления. М., Стройиздат, 1966.
- Гетчинсон Ф. Проектирование систем отопления и вентиляции (пер. с англ.). М., Госстройиздат, 1959.
- Миссенар А. Лучистое отопление и охлаждение (пер. с франц.). М., Госстройиздат, 1961.
- Мачкаши А. Лучистое отопление периметральными зонами потолка. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1959 № 8.
- Указания по проектированию и осуществлению систем панельного отопления со стальными нагревательными элементами в наружных стенах крупнопанельных зданий. СН 398-69. М., ЦНТИ по гражданскому строительству и архитектуре, 1970.
- Оцеп С. А. Лучистое отопление. М., Стройиздат, 1948.
- Богословский В. Н. Теплообмен в помещении с панельно-лучистой системой обогрева. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1961, № 9.
- Киссин М. И. Расчет потерь тепла при лучистом отоплении. — В сб. трудов ЦНИПС, № 2 Вопросы отопления и вентиляции. М., Госстройиздат, 1952.
- Пономарева Н. К. Основные гигиенические параметры систем лучистого отопления. — «Гигиена и санитария», 1957, № 8.
- Новожилов В. И. О тепловом излучении и температурах поверхности нагревательных приборов при отоплении плоскими панелями. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1960, № 10.
- Сканави А. Н. Метод расчета панельно-лучистого отопления. В сб. трудов Моспроекта, № 2. М., изд. Моспроекта, 1963.

§ 87. ПУСКОВОЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННОЕ  
РЕГУЛИРОВАНИЕ

При пуске систем отопления отдельных зданий, присоединенных к теплопроводам тепловых станций и ТЭЦ, требуется обеспечить пропорциональное тепловым нагрузкам распределение теплоносителя.

Необходимое распределение теплоносителя по отдельным системам может быть обеспечено с помощью задвижек и дросселирующих диафрагм на вводах в здания. Роль последних в системах, присоединенных к тепловым сетям через элеватор, выполняют сопла элеваторов.

При наличии в тепловых центрах приборов для учета расхода тепла расход высокотемпературного теплоносителя контролируется по их показаниям. В системах водяного отопления, присоединенных к наружным теплопроводам через элеватор, контроль за расходом высокотемпературной воды возможен по перепаду давления в элеваторе. Зная этот перепад и диаметр сопла элеватора, можно определить расход воды в сопле по формуле

$$G_c = 0,120d_c^2 \sqrt{\Delta p_c}, \quad (IX.1)$$

где  $d_c$  — диаметр сопла, мм;  
 $G_c$  — расход воды, кг/ч;  
 $\Delta p_c$  — разность давления, Па.  
 При  $\Delta p_c$ , кгс/м<sup>2</sup>,

$$G_c = 0,375d_c^2 \sqrt{\Delta p_c}. \quad (IX.1a)$$

В системах водяного отопления зданий, присоединенных к наружным теплопроводам без расходомера или элеватора, критерием достаточного расхода воды в системе является температура обратной воды. Повышение этой температуры по сравнению с расчетной по отопительному графику свидетельствует о повышенном, а снижение — о сниженном расходе воды в системе.

На практике даже при расходе тепла в соответствии с отопительным графиком необходимая температура в обслуживаемых помещениях может обеспечиваться не сразу. Причинами этого могут быть погрешности в расчете теплопотерь помещений, а также при назначении отопительного графика, несоответствие площади поверхности отопительных приборов требуемой по расчету, недостаточный учет переменного режима работы системы (вертикальное и горизонтальное разрегулирование) и пр.

В системах, присоединяемых к тепловой сети по зависимой схеме со смесительной установкой, основные недостатки могут быть устранены при наладке действия элеваторов и смесительных насосов путем изменения расхода подмешиваемой обратной воды.

Необходимое количество тепла, подаваемое в отапливаемые помещения, зависит от наружных климатических условий и от внутреннего теплового баланса помещения. Поэтому обеспечение необходимого температурного режима в отапливаемом помещении и поддержание наиболее экономичного режима работы системы центрального отопления возможны только при постоянном контроле и регулировании параметров системы.

Для наблюдения за работой отдельных элементов системы отопления устанавливаются контрольно-измерительные приборы. Показания приборов снимают непосредственно на месте или приборы снабжают дистанционным сигнальным устройством, передающим импульс показания к месту, где находится обслуживающий персонал.

Чтобы привести систему отопления в соответствие с требуемым режимом работы, ее регулируют специальными устройствами. Использование ручной запорно-регулирующей аппаратуры наименее эффективно по расходу тепла и связано с напряженным трудом обслуживающего персонала, так как места наблюдения и регулирования размещаются в самых различных частях отопительной системы. Применяя автоматическое регулирование, можно достичь большего экономического эффекта и надежности в работе системы центрального отопления.

Теплопроводы системы отопления и отопительные приборы проектируют на максимальные теплотери, определяемые при расчетной температуре наружного воздуха. При повышении температуры наружного воздуха теплотери помещений, как правило, уменьшаются. Весьма важно установить зависимость изменения теплотерь от температуры наружного воздуха, так как эта зависимость определяет характер регулирования систем отопления и расход топлива на отопление зданий.

Действующий в настоящее время график подачи тепла предполагает снижение теплотерь помещений при любой температуре наружного воздуха по отношению к максимальным теплотерям в соответствии со следующей зависимостью:

$$\bar{Q} = \Delta \bar{t} = \frac{t_{в} - t'_{н}}{t_{в} - t_{н}}, \quad (\text{IX.2})$$

где  $\Delta \bar{t}$  — относительная разность температуры;

$\bar{Q}$  — доля максимальных теплотерь;

$t_{в}$  — температура внутри помещений;

$t'_{н}$  — текущая температура наружного воздуха;

$t_{н}$  — температура наружного воздуха в расчетных условиях.

Реальная теплотребность большинства зданий в той или иной степени не согласуется с зависимостью (IX.2). Это объясняется тем, что в тепловой баланс зданий помимо теплопередачи через ограждения, соответствующей этой зависимости, входят значительные затраты тепла на нагревание инфильтрующегося воздуха, а также бытовые или технологические тепlopоступления, не подчиняющиеся зависимости (IX.2).

В отдельных случаях может оказаться, что максимальные теплотери зданий не совпадают с периодом минимальной температуры наружного воздуха и наблюдаются при более высокой температуре. Это может быть в районах с сильными ветрами, в зданиях с естественной вентиляцией, теплотери которых в наибольшей степени зависят от количества инфильтрующегося воздуха.

Поэтому при составлении графика расхода тепла следует учитывать особенности зданий и климатические условия местности. С уменьшением теплопотерь необходимо снижать температуру поверхности отопительных приборов. Это можно наглядно показать на примере.

**Пример IX.1.** В помещении установлены радиаторы М-140; расчетные температуры воды и воздуха  $t_r=95^\circ$ ,  $t_o=70^\circ$ ,  $t_{cp}=82,5^\circ$ ,  $t_n=-26^\circ$ ,  $t_n=18^\circ\text{C}$ . Требуется найти  $t'_{cp}$  при  $t'_n=-17^\circ\text{C}$ .

Количество тепла, отдаваемого 1 м<sup>2</sup> поверхности радиаторов, равно

$$q = k_{np} \Delta t_{cp} = 7,85 (82,5 - 18) = 506 \text{ Вт (435 ккал/ч)}.$$

При  $t'_n=-17^\circ\text{C}$  теплопотери помещений будут составлять долю от максимальных, равную:

$$\bar{Q} = \frac{18 - (-17)}{18 - (-26)} = 0,795.$$

В этом случае количество тепла, отдаваемого 1 м<sup>2</sup> поверхности радиаторов, должно быть равно:

$$q' = 0,795 \cdot 506 = 400 \text{ Вт (345 ккал/ч)}.$$

С учетом коэффициентов теплопередачи радиаторов М-140 получим  $\Delta t' = 54,5^\circ$ . При этом средняя температура воды в отопительных приборах должна быть:

$$t'_{cp} = 18 + 54,5 = 72,5^\circ\text{C}.$$

Охлаждение помещений различно не только в течение отопительного сезона; оно может изменяться даже в течение одного дня. Температуру воздуха в отдельных помещениях желательно поддерживать постоянной или изменять по заданному закону (понижение температуры в ночные часы, в нерабочее время и пр.). Поэтому при эксплуатации систем водяного отопления количество тепла, подаваемого в здания, должно регулироваться в течение дня.

Системы регулирования, как известно, могут быть центральные (например, на тепловых станциях или ТЭЦ), местные (на вводе отапливаемого здания) и индивидуальные (в отдельных помещениях здания).

Центральное регулирование подачи тепла осуществляется с учетом следующих факторов, общих для всех отапливаемых зданий, присоединяемых к данной тепловой станции или ТЭЦ: температуры наружного воздуха, скорости ветра и постоянно действующих тепловыделений в зданиях.

Местное регулирование производится с учетом особенностей расположения данного здания (влияние ветра и солнечной радиации), его теплоустойчивости, транспортного запаздывания теплоносителя при движении от источника тепла до здания. Кроме того, в ряде случаев тепловая нагрузка из одного и того же центра должна отвечать задачам отопления, вентиляции и горячего водоснабжения или, наконец, технологическому процессу предприятия. В таких случаях, конечно, невозможно выполнять одновременное регулирование подачи тепла к различным источникам, поэтому производится дополнительное местное регулирование.

Индивидуальное регулирование можно осуществлять, например, с помощью кранов двойной регулировки у отопительных приборов. Оно учитывает в основном различные требования к температуре воздуха находящихся в помещении людей и разные тепловыделения в помещениях.

Центральное регулирование может быть качественным, когда изменяется температура теплоносителя, и количественным, когда изменяется

расход теплоносителя при постоянной температуре подаваемой воды.

Местное регулирование может быть и качественным и количественным — так называемым «смешанным». Наконец, при паровом отоплении низкого и высокого давления местное регулирование подачи тепла может производиться «пропусками».

В широком диапазоне местное регулирование может производиться при вакуум-паровых системах отопления.

## § 88. РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Центральное регулирование систем водяного отопления производится по так называемому отопительному графику, устанавливающему связь между параметрами теплоносителя (температурой и расходом воды) и температурой наружного воздуха (в некоторых районах учитывается также и скорость ветра).

В настоящее время общепринятым является центральное качественное регулирование систем

Отопительный график при центральном качественном регулировании систем отопления с насосной циркуляцией определяется уравнениями:

$$t'_r = t'_b + \left( \frac{t'_r + t'_o}{2} - t'_b \right) \bar{Q}^{\frac{1}{1+n}} - \frac{1}{2} \bar{Q} (t_r - t_o), \quad (\text{IX.3})$$

$$t'_o = t'_b + \left( \frac{t'_r + t'_o}{2} - t'_b \right) \bar{Q}^{\frac{1}{1+n}} - \frac{1}{2} \bar{Q} (t_r - t_o), \quad (\text{IX.4})$$

где  $t'_r$  и  $t'_o$  — текущая температура соответственно подаваемой и обратной воды, °С;

$t'_b$  — текущая температура воздуха внутри помещений, °С;

$\bar{Q}$  — относительный расход тепла (отношение расхода тепла при текущей температуре наружного воздуха к расходу тепла при расчетной температуре).

Способ определения температуры воды в подающей и обратной магистралях при естественной циркуляции приводится в курсе «Отопление и вентиляция» проф. Б. М. Аше

Для упрощения расчетов Б. М. Аше принимает чисто квадратичный закон сопротивления трению, между тем при естественной циркуляции теплоносителя и при течении в гидравлически гладких трубах сопротивление трению пропорционально скорости в степени  $7/4$ .

Кроме того, Б. М. Аше не учитывает кинематическую вязкость воды, которая изменяется в значительных пределах, например при  $t = 82,5^\circ\text{C}$   $\nu \cdot 10^6 = 0,375 \text{ м}^2/\text{с}$ ; при  $t = 45^\circ\text{C}$   $\nu \cdot 10^6 = 0,601 \text{ м}^2/\text{с}$ .

Однако, принимая квадратичный закон сопротивлений, Б. М. Аше получает простое решение задачи. При угочненном расчете решение задачи может быть получено только путем последовательных приближений.

При течении в гидравлически гладких трубах при  $4000 \leq \text{Re} \leq 100\,000$  согласно закону Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{0,3164 \nu^{0,25}}{w^{0,25} d^{0,25}}. \quad (\text{IX.5})$$

Следовательно, удельная линейная потеря давления



$$R = \frac{0,3164\nu^{0,25}}{d\omega^{0,25}d^{0,25}} \frac{\omega^2 \rho}{2} = \frac{0,3164\nu^{0,25} \omega^{1,75} \rho}{d^{1,25} \cdot 2} \text{ Па/м,} \quad (\text{IX.6})$$

т. е. потеря на трение в гидравлически гладких трубах пропорциональна скорости в степени 1,75, обратно пропорциональна диаметру в степени 1,25 и пропорциональна кинематической вязкости в степени 0,25.

Коэффициенты местных сопротивлений в трубах с изменением Re изменяются незначительно, поэтому потери в местных сопротивлениях бу-

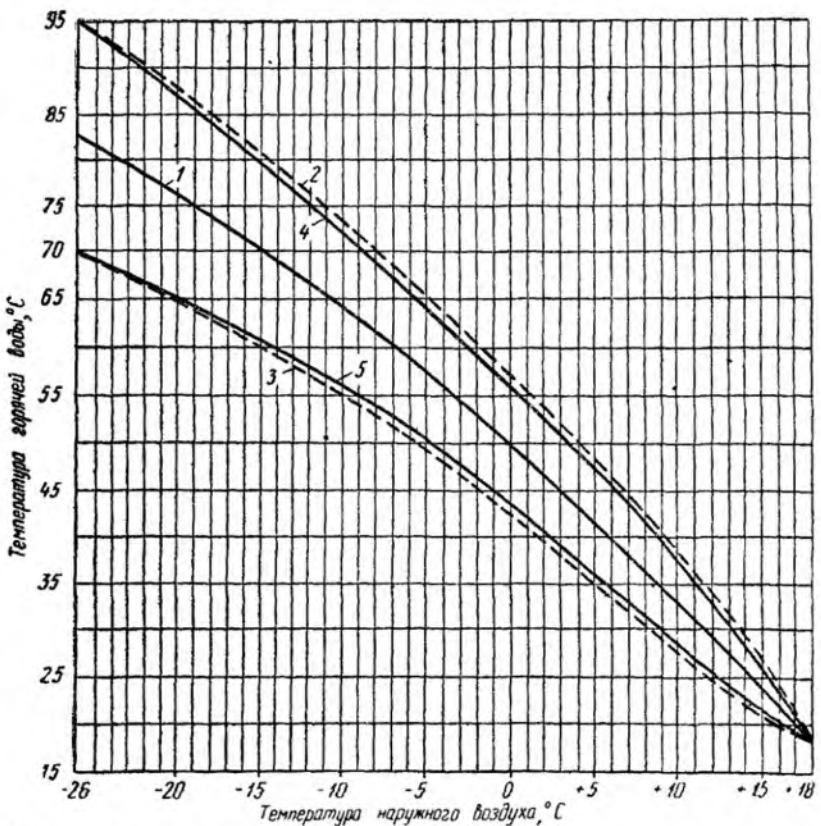


Рис. IX.1. График температуры воды в подающей и обратной магистралях при естественной и насосной циркуляции

1 — средней температуры воды в зависимости от температуры наружного воздуха, 2 — температуры горячей воды при естественной циркуляции; 3 — температуры обратной воды при естественной циркуляции, 4 — температуры горячей воды при насосной циркуляции, 5 — температуры обратной воды при насосной циркуляции

дем считать пропорциональными квадрату скорости. Допустим, что потери на трение составляют половину общих гидравлических потерь, а потери в местных сопротивлениях — вторую половину, тогда можем считать с незначительной погрешностью расчета, что в теплопроводах систем с естественной циркуляцией общие потери пропорциональны скорости движения жидкости в степени  $\frac{1,75+2}{2} = 1,87$  и кинематической вязкости воды в степени  $\frac{0,25}{2} = 0,125$ .

Вместе с изменением температуры наружного воздуха и соответственно температуры горячей воды (кривая 2 на рис. IX.1) изменяется и температура обратной воды (кривая 3), а также разность температуры горячей и обратной воды в котле.

Температуры горячей и обратной воды в котле (кривые 2 и 3) получены по вышеприведенному уточненному расчету. В работе Б. М. Аще значения  $t'_r$  несколько завышены по сравнению с приведенным более точным расчетом.

График изменения разности температуры горячей и обратной воды в котле приведен на рис. IX. 2.

С изменением средней температуры воды в отопительных приборах и разности температуры воды ( $t_r - t_o$ ) изменяется количество воды, цир-

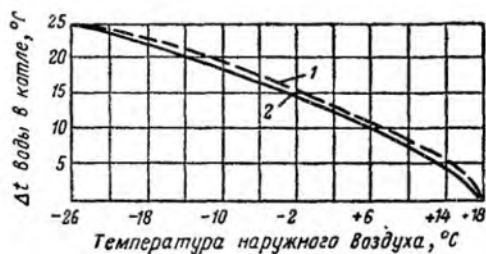


Рис. IX.2. Изменение разности температуры горячей и обратной воды в котле при естественной 1 и насосной 2 циркуляции

кулирующей в системе отопления. Это означает, что в системах вместе с качественным регулированием теплоносителя происходит и количественное регулирование.

В двухтрубных системах водяного отопления при насосной циркуляции можно пренебречь влиянием естественного давления от остывания воды в отопительных приборах нижнего этажа и принять с некоторым допущением, что масса воды, циркулирующей в системе при различной температуре наружного воздуха, незначительно изменяется при увеличении кинематической вязкости воды. Например, при  $t_n = 3^\circ\text{C}$ , что соответствует средней температуре воды в котле  $t_{ср} = 45^\circ\text{C}$ , по сравнению с  $t_{ср} = 82,5^\circ\text{C}$  при  $t_n = -26^\circ\text{C}$ , имеем относительное уменьшение количества циркуляционной воды:

$$\bar{G} = \left( \frac{0,375}{0,601} \right)^{0,125} = 0,94, \text{ т. е. всего на } 6\%$$

В системах водяного отопления с насосной циркуляцией или работающих с помощью элеватора, присоединенного к тепловой сети, давление насоса или давление, передаваемое элеватором, во время всего отопительного сезона остается, по существу, постоянным [например,  $10\,000\text{ Па}$  ( $1000\text{ кгс/м}^2$ )].

Естественное циркуляционное давление от охлаждения воды, главным образом в отопительных приборах, при расчетной температуре наружного воздуха и расчетном температурном перепаде  $95-70^\circ$  составляет весьма значительную величину  $155\text{ Па}$  ( $15,9\text{ кгс/м}^2$ ) на  $1\text{ м}$  превышения центра охлаждения отопительного прибора или стояка однетрубной системы над центром нагревания и достигает давления, например для приборов десятого этажа двухтрубной системы  $\sim 5000\text{ Па}$  ( $500\text{ кгс/м}^2$ )

и для приборов первого этажа около 500 Па (50 кгс/м<sup>2</sup>). При средней температуре наружного воздуха в течение отопительного сезона для Москвы это же естественное циркуляционное давление составляет 1900 Па (190 кгс/м<sup>2</sup>) и для приборов первого этажа — 190 Па (19 кгс/м<sup>2</sup>).

Следовательно, как при насосной, так и при естественной циркуляции воды одновременно с качественным регулированием автоматически происходит и количественное регулирование. При этом качественное регулирование должно быть таким, чтобы в результате получающегося «смешанного» регулирования обеспечивалась надлежащая температура помещений.

## § 89. РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Паровую систему после монтажа необходимо тщательно промыть и продуть паром, причем предварительно нужно удалить золотники из вентилях и парозапирающих и снять или выключить конденсатоотводчики. При пуске систем парового отопления следует регулировать работу всех отопительных приборов. Для этой цели у контрольного тройника, установленного на конденсатопроводе за прибором, отвинчивают пробку. Затем при открытом таким образом конденсатопроводе производят внутреннее регулирование крана на подводе пара в отопительный прибор до тех пор, пока не прекратится поступление пара через открытый конденсатопровод.

В случае необходимости при неравномерном поступлении пара по отдельным ветвям производят регулирование ветвей, прикрывая установленные на них вентили или дроссель-клапаны.

Центральное регулирование систем парового отопления путем изменения давления и, следовательно, количества подаваемого пара не дает на практике удовлетворительного результата. Это объясняется, как известно, тем, что при небольших колебаниях давления, при которых может работать паровая система низкого давления, температура пара изменяется весьма незначительно и теплопередача приборов практически не изменяется.

Поэтому центральное регулирование паровых систем осуществляется только пропусками. Для этого сеть паропроводов может быть расчленена на отдельные ветви, объединенные в общий парораспределитель с запорной арматурой у каждой ветви. В отдельные ветви пар подается поочередно. Вследствие такого регулирования может быть значительная неравномерность температуры воздуха в отапливаемых помещениях, что во многих случаях недопустимо по гигиеническим соображениям.

Индивидуальное регулирование систем парового отопления осуществляется с помощью вентилях, установленных у отопительных приборов. Такое регулирование может быть эффективным только при значительном давлении перед прибором — не более 2000 Па (200 кгс/м<sup>2</sup>). Вследствие прикрытия крана уменьшается количество пара, подаваемого в отопительный прибор. При этом пар занимает только верхнюю часть прибора, а нижняя часть заполняется воздухом, который подсасывается из конденсатопровода. Граница между паром и воздухом тем ниже, чем больше давление пара перед прибором. Однако эта граница не должна опускаться ниже выходного отверстия отопительного прибора, иначе пар будет поступать в конденсатопровод (см. рис. VI.1).

## § 90. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ ДЕЙСТВИЯ ТЕПЛОПРОВОДОВ

При расчете различных теплопроводов сначала вычисляют среднее располагаемое давление на 1 м, а затем по заданным расходам определяют диаметры отдельных участков.

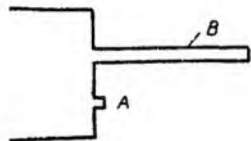


Рис. IX.3. Эквивалентное отверстие трубы

Часто могут встречаться более сложные задачи: например, распределение гидравлических потерь в отдельных участках циркуляционных колец с таким расчетом, чтобы система водяного отопления обладала наибольшей гидравлической устойчивостью; изменение расходов воды в имеющейся системе при выключенных отдельных участках или ответвлениях; изменение расходов воды в аварийных случаях в кольцевом теплопроводе при наличии циркуляции воды только в части кольца и т. п.

Эти задачи переменного режима работы системы могут быть решены по методам «эквивалентных отверстий», «проводимостей» или «перемещения единицы расхода».

## 1. МЕТОД ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ОТВЕРСТИЙ

Представим резервуар (рис. IX.3), в котором находится вода под давлением  $p$ .

В резервуаре имеются выходное отверстие  $A$  и в той же горизонтальной плоскости труба  $B$ . Расход воды в трубе  $B$  зависит от состояния поверхности внутренних стенок трубы, ее диаметра и длины. Давление  $p$  расходует на трение и местные сопротивления.

Считается, что отверстие  $A$  представляет собой такую идеальную насадку, в которой имеется только одна потеря давления на выход.

Известно, что

$$\Delta p = \frac{w_{ae}^2}{2} \rho. \quad (\text{IX.7})$$

Если в трубе  $B$  расход воды равен  $G$ , м<sup>3</sup>/с, то можно подобрать такую идеальную насадку  $A$ , через которую будет проходить со скоростью  $w_{ae}$  одинаковое количество воды при одном и том же давлении в резервуаре.

Отверстие, пропускающее в единицу времени при одинаковом давлении такое же количество жидкости, как и данная труба, называется эквивалентным отверстием данной трубы.

Общие потери давления в трубе, Па:

$$\Delta p = \frac{\lambda w^2}{2d} \rho l_p = \frac{\lambda G^2}{2d F^2 \rho} l_p, \quad (\text{IX.8})$$

где  $l_p$  — полная приведенная длина трубы, м [см. формулу (VI.4)];  
 $F$  — площадь поперечного сечения трубы, м<sup>2</sup>.

Обозначим площадь эквивалентного отверстия  $F_{ae}$ , м<sup>2</sup>, и скорость в этом отверстии  $w_{ae}$ , м/с, тогда динамическое давление при выхлопе из отверстия  $A$  составит:

$$\Delta p_d = \frac{w_{ae}^2}{2} \rho = \frac{G^2}{2 F_{ae}^2 \rho}. \quad (\text{IX.9})$$

Приравнивая выражения (IX.8) и (IX.9), получим:

$$\frac{\lambda}{d} \cdot \frac{G^2}{F^2 2\rho} l_p = \frac{G^2}{F_{ae}^2 2\rho}, \quad (\text{IX.10})$$

откуда

$$F_{ae} = F \sqrt{\frac{d}{\lambda l_p}} \quad (\text{IX.11})$$

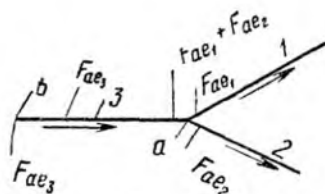
или

$$F_{ae} = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{d}{\lambda l_p}}. \quad (\text{IX.12})$$

**Сложение параллельных эквивалентных отверстий.** Пусть в точке  $a$  разветвленной сети эквивалентные отверстия (площади этих отверстий) равны  $F_{ae_1}$  и  $F_{ae_2}$  (рис. IX.4,  $a$ ). В этой точке имеется давление, одинаковое для участков 1 и 2, поэтому в этих эквивалентных отверстиях получим одинаковые скорости истечения  $w_{ae}$ .

Для расхода воды в участке 3 имеются два эквивалентных отверстия  $F_{ae_1}$  и  $F_{ae_2}$  или одно отверстие, площадь которого равна сумме площадей отверстий 1 и 2, т. е.  $F_{ae_1} + F_{ae_2}$ . Иначе говоря, в точке разветвления сети площадь общего эквивалентного отверстия равна сумме площадей двух параллельных отверстий.

$a)$



$b)$

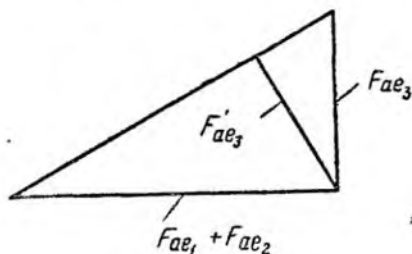


Рис. IX.4. Сложение эквивалентных отверстий

**Сложение последовательных эквивалентных отверстий.** Пусть в начале участка 3 в точке  $a$  площадь эквивалентного отверстия равна  $F_{ae_1} + F_{ae_2}$  и площадь эквивалентного отверстия третьего участка равна  $F_{ae_3}$ , причем жидкость проходит через эти два последовательных отверстия.

Найдем общее эквивалентное отверстие для последовательных сопротивлений.

Для расхода  $G_3$  через эквивалентное отверстие площадью  $F_{ae_1} + F_{ae_2}$  потребуется давление, Па:

$$\Delta p_a = \frac{G_3^2}{2(F_{ae_1} + F_{ae_2})^2 \rho}. \quad (\text{IX.13})$$

При этом же расходе  $G_3$  через эквивалентное отверстие участка 3 площадью  $F_{ae_3}$  потребуется дополнительное давление, Па:

$$\Delta p_3 = \frac{G_3^2}{2F_{ae_3}^2 \rho} \quad (\text{IX.14})$$

(на рис. IX.4, а отверстие площадью  $F_{ae_3}$  условно обозначаем посередине участка).

Обозначим через  $F'_{ae_3}$  площадь суммарного эквивалентного отверстия в точке б.

Давление, которое необходимо создать в этой точке:

$$\Delta p'_3 = \frac{G_3^2}{2(F'_{ae_3})^2 \rho} = \Delta p_a + \Delta p_3. \quad (\text{IX.15})$$

Следовательно,

$$\frac{G_3^2}{2(F_{ae_1} + F_{ae_2})^2 \rho} + \frac{G_3^2}{2(F_{ae_3})^2 \rho} = \frac{G_3^2}{2(F'_{ae_3})^2 \rho} \quad (\text{IX.16})$$

или

$$\frac{1}{(F'_{ae_3})^2} = \frac{1}{(F_{ae_1} + F_{ae_2})^2} + \frac{1}{F_{ae_3}^2}.$$

Отсюда площадь общего эквивалентного отверстия двух последовательных участков

$$F'_{ae_3} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{(F_{ae_1} + F_{ae_2})^2} + \frac{1}{F_{ae_3}^2}}}. \quad (\text{IX.17})$$

Эквивалентные отверстия в отдельных точках системы определяют начиная от дальних участков к насосу.

Заметим, что площадь общего эквивалентного отверстия двух последовательных участков меньше площади каждого отдельного отверстия и равна длине перпендикуляра, опущенного на гипотенузу прямоугольного треугольника (см рис. IX.4, б), катетами которого являются площади последовательных эквивалентных отверстий.

Определив эквивалентное отверстие всего трубопровода, необходимо найти удельную потерю давления в нем  $S$ .

В точке пересечения характеристики сети, построенной по формуле  $\Delta p = SG^2$ , с характеристикой насоса определяют его подачу (см. рис. IV.6). Затем количество воды, подаваемое насосом, распределяют пропорционально эквивалентным отверстиям от насоса к дальним участкам системы.

Практическое пользование уравнениями (IX.12) и (IX.17) довольно сложно. Преобразовывая эти формулы и используя данные приложения 5, можно произвести расчет переменной работы системы.

**Пример IX.2.** Для трубы диаметром 125 мм при полной приведенной ее длине  $l_p = 100$  м определить эквивалентное отверстие трубы.

По приложению 5 находим эквивалентное отверстие трубы длиной 1 м:

$$F_{ae} = 2,87 \text{ дм}^2 = 0,0287 \text{ м}^2.$$

Эквивалентное отверстие трубы длиной 100 м:

$$F_{ae} = \frac{r \cdot 0,0287}{\sqrt{100}} = 0,00287 \text{ м}^2.$$

Пример IX.3. Имеем сеть, состоящую из пяти участков (рис. IX.5). Сумма коэффициентов местных сопротивлений приведена в табл. IX.1.

Рис. IX.5. К расчету эквивалентных отверстий теплопровода

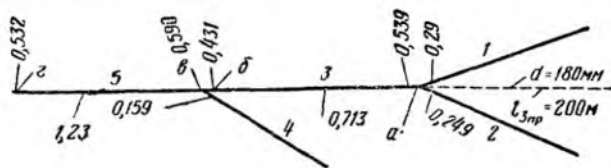


Таблица IX.1

Расчет по методу эквивалентных отверстий

№ участка	$d$ мм	$l$ , м	$\zeta$	$l_{д1}$ , м	$l_{д2}$ , м	$l_{д3}$ , м	$F_{ae}$ , дм <sup>2</sup>	$l'_p$ , м	$F_{ae}$ , дм <sup>2</sup>	$L$ , м <sup>3</sup> /ч
1	150	216,6	2,45	6,67	16,4	233	0,29	—	—	157
2	125	127	1,53	5,56	8,5	135,5	0,249	—	—	135
3	180	107,3	0,66	8,95	5,9	113,2	0,713	313,2	0,431	292
4	100	100	1,5	4,3	6,45	106,45	0,159	—	—	108
5	228	126,2	0,5	12	6	132,2	1,23	692,2	0,532	400

Требуется найти эквивалентное отверстие сети и определить необходимое давление насоса при подаче воды на участке 5  $L_5=400$  м<sup>3</sup>/ч и температуре воды  $t=85^\circ\text{C}$ .

1. По приложению 5 находим эквивалентные длины динамических давлений

$$l_d = \frac{d}{\lambda}; \quad l_{d1}=6,67 \text{ м}, \quad l_{d2}=5,56 \text{ м}, \quad l_{d3}=8,95 \text{ м и т. д.}$$

2. Умножив эти длины на соответствующие  $\zeta$ , получим эквивалентные длины местных сопротивлений  $l_{з1}=16,4$  м,  $l_{з2}=8,5$  м и т. д. Складывая эти длины с длинами самих участков, получим полные приведенные длины отдельных участков  $l_{p1}=233$  м,  $l_{p2}=135,5$  м и т. д.

3. Пользуясь приложением 5, находим эквивалентные отверстия отдельных участков  $F_{ae1}=0,29$  дм<sup>2</sup>,  $F_{ae2}=0,249$  дм<sup>2</sup>,  $F_{ae3}=0,713$  дм<sup>2</sup> (см. пример IX.2).

4. Определяем эквивалентные отверстия в различных точках системы В точке а (см. рис. IX.5) два параллельных отверстия:  $F_{ae1}+F_{ae2}=0,29+0,249=0,539$  дм<sup>2</sup>.

5. Находим суммарное эквивалентное отверстие последовательных сопротивлений. Одно из них равно 0,539 дм<sup>2</sup>, а другое  $F_{ae3}=0,713$  дм<sup>2</sup>.

6. Эквивалентное отверстие 0,539 дм<sup>2</sup> заменим трубой, имеющей диаметр третьего участка  $d_3=180$  мм. При этом диаметре и эквивалентном отверстии 0,539 дм<sup>2</sup> найдем:  $l_{пр3}=200$  м.

Другими словами, участки 1 и 2 можно заменить одной трубой диаметром 180 мм и длиной 200 м (на рис. IX.5 это показано пунктиром).

7. Данную длину прибавляем к приведенной длине участка 3; тогда получим  $l'_p=200+113,2=313,2$  м.

8. Зная диаметр  $d_3=180$  мм, найдем эквивалентное отверстие первых трех участков  $F'_{ae3}=0,431$  дм<sup>2</sup> (точка б). Суммарное эквивалентное отверстие в той же точке б можно получить и по формуле (IX.17):

$$\frac{1}{(F'_{ae3})^2} = \frac{1}{0,539^2} + \frac{1}{0,713^2} = 3,44 + 1,965 = 5,405,$$

откуда  $F'_{ae3}=0,431$  дм<sup>2</sup>.

В точке в получим суммарное эквивалентное отверстие:

$$F'_{ae_1} + F_{ae_1} = 0,431 + 0,159 = 0,59 \text{ дм}^2,$$

которое можем заменить трубой  $d_5 = 228 \text{ м}$  и  $l_{пр_5} = 560 \text{ м}$ .

В результате расчета получим эквивалентное отверстие всей системы:  $F'_{ae} = 0,532 \text{ дм}^2 = 0,00532 \text{ м}^2$  (точка  $z$ ).

9. Заданную подачу насоса распределяем пропорционально площадям эквивалентных отверстий от насоса к дальним участкам.

$$L_4 = L_5 \frac{F_{ae_1}}{F'_{ae_1} + F'_{ae_2}} = 400 \frac{0,159}{0,159 + 0,431} = 108 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$L_3 = L_5 - L_4 = 400 - 108 = 292 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$L_1 = L_3 \frac{F_{ae_1}}{F_{ae_1} + F_{ae_2}} = 292 \frac{0,29}{0,29 + 0,249} = 157 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$L_2 = 292 - 157 = 135 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

10. Определим необходимое давление насоса.

При подаче насоса  $L = 400 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,111 \text{ м}^3/\text{с}$  скорость воды в эквивалентном отверстии сети будет равна:

$$w_a'' = \frac{L_{сек}}{F'_{ae}} = \frac{0,111}{0,00532} = 20,85 \text{ м/с}.$$

Давление, развиваемое насосом:

$$\Delta p_H = \frac{w_a^2}{2} \rho_{85^\circ} = \frac{20,85^2}{2} 968,65 = 210\,400 \text{ Па (21\,450 кгс/м}^2\text{)}.$$

Результаты расчета сведены в табл. IX.1.

## 2. МЕТОД ПРОВОДИМОСТЕЙ

Проводимость трубы или целой сети определяется выражением [см. формулу (V.11)]

$$\sigma = \frac{G}{\sqrt{\Delta p}} \text{ (кг/ч)/Па}^{1/2} \text{ [(кг/ч)/(кгс/м}^2\text{)}^{1/2}], \quad (\text{IX.18})$$

где  $G$  — расход, кг/ч;

$\Delta p$  — разность давления, Па (кгс/м<sup>2</sup>).

Установим зависимость проводимости от эквивалентного отверстия.

Если известен перепад давления  $\Delta p$ , то может быть определена скорость в эквивалентном отверстии (при  $\Delta p$ , Па):

$$w_{ae} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (\text{IX.19})$$

Следовательно:

$$F_{ae} = \frac{G_{сек}}{\rho w_{ae}} = \frac{G_{сек}}{\sqrt{2\Delta p \rho}} = \frac{G}{3600 \sqrt{2\Delta p \rho}} \text{ м}^2. \quad (\text{IX.19}')$$

Сравнивая формулы (IX.18) и (IX.19') получим:

$$\sigma = 3600 F_{ae} \sqrt{2\rho} \text{ (кг/ч)/Па}^{1/2}.$$

Подставляя значения  $\rho_{85^\circ} = 968,65 \text{ кг/м}^3$  и  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ , получим:

$$\sigma = 158\,400 F_{ae} \text{ (в системе СИ)} \quad (\text{IX.20})$$



или

$$\sigma = 492\,000F_{ae} \text{ (в системе МКГСС).} \quad (\text{IX.20a})$$

Другими словами, проводимость отличается от эквивалентного отверстия только постоянным множителем.

Проводимость двух параллельных проводимостей, как указывалось в главе V, равна их сумме:  $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$ .

Проводимость двух последовательных проводимостей определяется выражением, подобным формулам (IX.16) и (IX.17), при этом

$$\frac{1}{(\sigma'_3)^2} = \frac{1}{(\sigma_1 + \sigma_2)^2} + \frac{1}{\sigma_3^2};$$

$$\sigma'_3 = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{(\sigma_1 + \sigma_2)^2} + \frac{1}{\sigma_3^2}}}$$
(IX.21)

Отсюда следует, что расчет по методу проводимостей аналогичен расчету по методу эквивалентных отверстий.

Для облегчения расчетов по методу проводимостей в приложении 5 приведены значения проводимостей.

**Пример IX.4.** Исходные данные те же, что и в примере IX.3. Требуется определить расход воды на всех участках и необходимое давление насоса по методу проводимостей.

Используя данные приложения 5 так же, как при расчете по методу эквивалентных отверстий, находим проводимости сети в различных ее точках. Результаты приведены в табл. IX.2 и указаны на рис. IX.6.

Таблица IX.2

Расчет по методу проводимостей

№ участка	d, мм	l, м	$\zeta$	l <sub>д</sub> , м	l <sub>э</sub> , м	l <sub>р</sub> , м	$\sigma$ , (кг/ч)/Па <sup>1/2</sup>	l <sub>р</sub> , м	$\sigma'$ , (кг/ч)/Па <sup>1/2</sup>	L, м <sup>3</sup> /ч
1	150	216,6	2,45	6,67	16,4	233	464	—	—	157
2	125	127	1,53	5,56	8,5	135,5	398	—	—	135
3	180	107,3	0,66	8,95	5,9	113,2	1140	313,2	642	292
4	100	100	1,5	4,3	6,45	106,45	254	—	—	108
5	228	126,2	0,5	12	6	132,2	1970	692,2	850	400

Рис. IX.6 К расчету проводимости теплопровода  $\sigma$ 

Зная проводимость всей сети  $\sigma' = 850$  (кг/ч)/Па<sup>1/2</sup> и количество воды

$$G = L\rho = 400 \cdot 968,65 = 387\,500 \text{ кг/ч,}$$

используя формулу (V.11), получим необходимое давление, развиваемое насосом:

$$\Delta p_H = \left(\frac{G}{\sigma}\right)^2 = \left(\frac{387\,500}{850}\right)^2 = 210\,400 \text{ Па (21 450 кгс/м}^2\text{),}$$

т. е. то же, что и по методу эквивалентных отверстий.

Решим эту же задачу, пользуясь методом перемещения единицы расхода, предложенным П. Н. Каменевым.

## 3 МЕТОД ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЕДИНИЦЫ РАСХОДА

При дросселировании ряда участков сложные задачи переменного режима работы сети решаются по методу перемещения единицы расхода.

Для сети, состоящей из пяти участков (рис. IX 7), известны все диаметры и длины этих участков. Можно определить удельные потери дав-

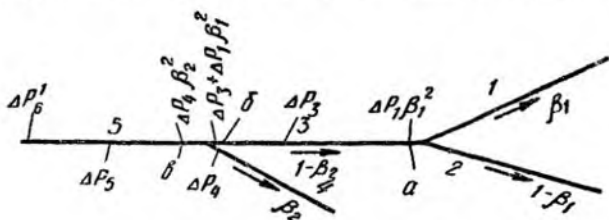


Рис IX7 Удельные потери давления в теплопроводе

ления при перемещении условной единицы расхода по каждому участку в отдельности:

для участка 1

$$\bar{S}_{yч1} = \bar{S}_1 l_p;$$

для участка 2

$$\bar{S}_{yч2} = \bar{S}_2 l_p,$$

где  $\bar{S}_1$  — удельная потеря давления в трубе длиной 1 м;  
 $l_p$  — приведенная длина трубы, м

Определим удельные потери в различных точках данной сети.

Будем перемещать единицу расхода от точки *a* (за тройником). Пусть на участок 1 поступит расход  $\beta_1$ , тогда на участок 2 поступит остаток, т. е.  $(1 - \beta_1)$ . В этом случае на участке 1 будет затрачено давление:

$$\Delta p_1 = \bar{S}_{yч1} \beta_1^2.$$

Точно так же на участке 2 будет затрачено давление

$$\Delta p_2 = \bar{S}_{yч2} (1 - \beta_1)^2 = \Delta p_1,$$

откуда

$$\frac{\bar{S}_{yч1}}{\bar{S}_{yч2}} = \left( \frac{1 - \beta_1}{\beta_1} \right)^2. \quad (\text{IX.22})$$

Здесь необходимо указать, что значения  $\beta_1$  относятся к тому участку, сопротивление которого находится в числителе дроби.

Удельные потери давления  $\bar{S}_{yч1}$  и  $\bar{S}_{yч2}$  известны, обозначим их частное  $C_1$ , тогда:

$$\frac{\bar{S}_{yч1}}{\bar{S}_{yч2}} = C_1 = \left( \frac{1 - \beta_1}{\beta_1} \right)^2 \quad (\text{IX.23})$$

Определив отсюда  $\beta_1$  и используя равенство (IX 22), получим удельную потерю давления в точке *a*:

$$\Sigma \bar{S}_a = \bar{S}_{yч1} \beta_1^2,$$