

Естественное циркуляционное давление в вертикальной однотрубной проточной и проточно-регулируемой системе отопления с верхней разводкой определяется как разность гидростатического давления

$$\Delta p_{\text{с.пр}} = g [h_3 (\rho_3 - \rho_r) + h_2 (\rho_2 - \rho_r) + h_1 (\rho_0 - \rho_r)]. \quad (\text{IV.35})$$

При увеличении числа этажей в здании число слагаемых в формуле (IV.35), а следовательно, и величина  $\Delta p_{\text{с.пр}}$  будут возрастать.

Запишем полученное выражение для определения  $\Delta p_{\text{с.пр}}$  в другом виде (более удобном для вычисления, хотя и менее точном), обозначив среднее уменьшение плотности при увеличении температуры воды на  $1^\circ$  через  $\beta = \frac{\rho_0 - \rho_r}{t_r - t_0}$  кг/(м<sup>3</sup>·К):

$$\Delta p_{\text{с.пр}} = \beta g [h_3 (t_r - t_3) + h_2 (t_r - t_2) + h_1 (t_r - t_0)]. \quad (\text{IV.35a})$$

Для получения более общей и краткой записи формулы для определения естественного циркуляционного давления, возникающего при охлаждении воды в отопительных приборах однотрубного стояка, выразим разность гидростатического давления двух столбов воды высотой  $h_{\text{III}}$  (см. рис. IV.32, а) в виде величины  $\beta g h_{\text{III}} (t_r - t_3)$  и, дополняя ее в связи с понижением температуры воды на высоте стояка  $h_{\text{II}}$  от температуры  $t_3$  до  $t_2$  и на высоте  $h_1$  еще от  $t_2$  до  $t_0$ , получим:

$$\Delta p_{\text{с.пр}} = \beta g [h_{\text{III}} (t_r - t_3) + h_{\text{II}} (t_3 - t_2) + h_1 (t_2 - t_0)].$$

Учитывая, что  $t_r - t_3 = \Delta t_{\text{пр}_3} = \frac{Q_3}{c \cdot G_{\text{сг}}}$  и т. д., найдем,

$$\Delta p_{\text{с.пр}} = \frac{\beta g}{c \cdot G_{\text{сг}}} (h_{\text{III}} Q_3 + h_{\text{II}} Q_2 + h_1 Q_1).$$

В общем виде при  $N$  отопительных приборах

$$\Delta p_{\text{с.пр}} = \frac{\beta g}{c \cdot G_{\text{сг}}} \sum_1^N (Q_i h_i), \quad (\text{IV.36})$$

где  $Q_i h_i$  — произведение тепловой мощности  $i$ -го прибора на вертикальное расстояние от его условного центра охлаждения до центра нагревания воды в системе.

**Пример IV 1.** Для трехэтажного стояка на рис IV 32, а тепловая мощность отопительных приборов составляет  $Q_3 = 1163$  Вт,  $Q_2 = 930$  Вт,  $Q_1 = 1396$  Вт; высота  $h_3 = h_2 = 3$  м,  $h_1 = 2$  м, температура воды  $t_r = 95^\circ \text{C}$ ,  $t_0 = 70^\circ \text{C}$ ,  $\beta = 0,64$  кг/(м<sup>3</sup>·К). Требуется определить естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах

1 Расход воды в стояке по формуле (IV.33) составит: \*

$$G_{\text{сг}} = \frac{Q_{\text{сг}}}{c \cdot \Delta t_{\text{сг}}} = \frac{3,6(1163 + 930 + 1396)}{4,187(95 - 70)} = 120 \text{ кг/ч.}$$

2 Температура воды на участках стояка по формуле (IV.34) будет равна:

$$t_3 = t_r - \frac{Q_3}{c \cdot G_{\text{сг}}} = 95 - \frac{3,6 \cdot 1163}{4,187 \cdot 120} = 86,7^\circ \text{C},$$

$$t_2 = t_r - \frac{Q_3 + Q_2}{c \cdot G_{\text{сг}}} = 95 - \frac{3,6(1163 + 930)}{4,187 \cdot 120} = 80^\circ \text{C}.$$

3. Естественное циркуляционное давление по формуле (IV 35a) будет равно:

$$\Delta p_{e.пр} = \beta g [h_3 (t_p - t_3) + h_2 (t_p - t_2) + h_1 (t_p - t_0)] = \\ = 0,64 \cdot 9,81 [3(95 - 86,7) + 3(95 - 80) + 2(95 - 70)] = 753,4 \text{ Па } (76,8 \text{ кгс/м}^2)$$

4. Естественное циркуляционное давление по формуле (IV.36) при  $h_{III} = h_3 + h_2 + h_1 = 8$  м и  $h_{II} = h_2 + h_1 = 5$  м:

$$\Delta p_{e.пр} = \frac{\beta g}{c \cdot g_{ст}} \sum_1^N (Q_i h_i) = \frac{0,64 \cdot 9,81}{4,187 \cdot 120} (1163 \cdot 8 + 930 \cdot 5 + 1396 \cdot 2) \cdot 3,6 = \\ = 753,4 \text{ Па } (76,8 \text{ кгс/м}^2).$$

**б) Система отопления с замыкающими участками.** Расчетная схема системы изображена на рис. IV.32, б. Расход воды в стояке определяется по формуле (IV.33), температура воды на каждом участке стояка — по формуле (IV.34). Очевидно, что при равных тепловой мощности отопительных приборов и начальной температуре расход и температура воды на участках как стояка с замыкающими участками, так и проточного стояка (см. рис. IV.32, а) одинаковы.

Однако в рассматриваемой системе температура и плотность воды изменяются не только в отопительных приборах (условные центры охлаждения — кружки внутри контура приборов), но и в точках стояка (черные точки на рисунке), где смешивается вода, подтекающая из прибора и из замыкающего участка.

Естественное циркуляционное давление в вертикальной однотрубной системе с замыкающими участками при верхней разводке равняется [по аналогии с формулой (IV.35)]:

$$\Delta p_{e.пр} = g [h_3 (\rho_3 - \rho_p) + h_2 (\rho_2 - \rho_p) + h_1 (\rho_0 - \rho_p)]. \quad (IV.37)$$

Некоторое различие в величине естественного циркуляционного давления по формулам (IV.35) и (IV.37) определяется тем, что  $h_1 > h'_1$  на  $0,5 h_{пр}$ .

При использовании в данном случае формулы (IV 36) высота  $h_i$  определяется вертикальным расстоянием от центра нагревания до центра охлаждения в стояке, т. е. до той точки, где в стояке изменяется температура воды.

В стояке с замыкающими участками имеются также так называемые малые циркуляционные кольца у каждого отопительного прибора, образованные подводками к прибору и замыкающим участком. Так как уровни расположения центра охлаждения в приборе и соответствующего центра охлаждения в стояке отличаются на  $0,5 h_{пр}$  (см. рис. IV.32, б), то в малом циркуляционном кольце возникает собственное естественное циркуляционное давление. Величина его определяется по рисунку (в заштрихованной части прибора вода имеет температуру  $t_{вых}$ , в замыкающем участке  $t_{вх}$ ):

$$\Delta p_{e.мал} = g \frac{h_{пр}}{2} (\rho_{вых} - \rho_{вх}), \quad (IV.38)$$

где  $\rho_{вых}$  и  $\rho_{вх}$  — плотность воды соответственно при температуре  $t_{вых}$  и  $t_{вх}$  (для прибора третьего этажа на рисунке  $t_{вх} = t_p$ ,  $t_{вых} < t_3$ ).

Можно также определить естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце в другом виде как разность гидростати-

ческого давления по высоте прибора [по формуле (IV.32)] и замыкающего участка:

$$\Delta p_{e, \text{мал}} = g h_{\text{пр}} (\rho_{\text{ер}} - \rho_{\text{з.у}}), \quad (\text{IV.38a})$$

где  $\rho_{\text{з.у}}$  — плотность воды при ее температуре в замыкающем участке.

Следует отметить, что в параллельно соединенных участках малого циркуляционного кольца протекают два различных потока воды. Один поток с расходом  $G_{\text{пр}}$ , передавая через прибор в помещение тепло  $Q_{\text{пр}}$ , охлаждается до температуры  $t_{\text{вых}}$ . Другой в количестве  $G_{\text{з.у}} = G_{\text{ст}} - G_{\text{пр}}$  сохраняет свою температуру, равную  $t_{\text{вх}}$ . В точке смешения этих двух потоков один из них несколько нагревается (вода из прибора), второй охлаждается (вода из замыкающего участка). Поэтому температуру воды в участках стояка (например,  $t_3$ ) часто называют температурой смеси.

Естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце при движении воды в стояке сверху вниз способствует возрастанию расхода воды в приборе или, как принято говорить, увеличению затекания воды в отопительный прибор.

### Вертикальная однотрубная система отопления с нижней прокладкой обеих магистралей

а) Проточная и проточно-регулируемая система отопления. Расчетная схема стояка системы представлена на рис. IV.33, а.

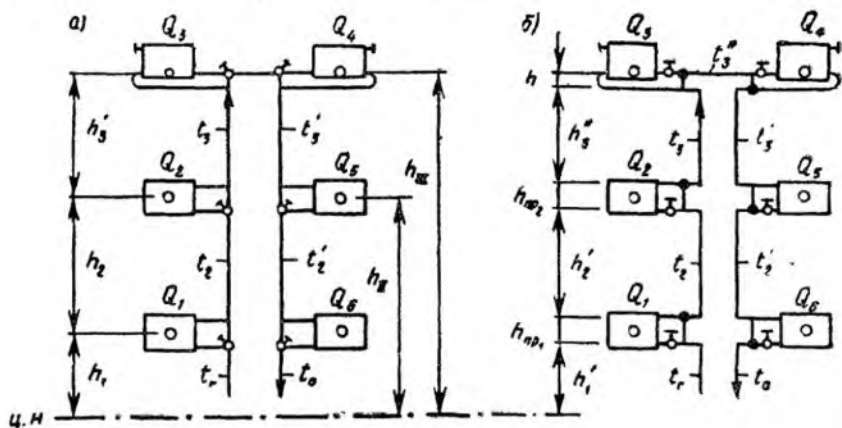


Рис. IV.33 Расчетные схемы вертикальных однотрубных стояков при нижней прокладке обеих магистралей

а — проточно-регулируемого; б — со смещенными замыкающими участками

Присоединение приборов верхнего этажа показано по схеме снизу — вниз, как более выгодной при значительном расходе воды (см. главу III). Расход воды в стояке определяется по формуле (IV.33), температура воды на каждом участке стояка — по формуле (IV.34).

Естественное циркуляционное давление в вертикальной однотрубной системе с П-образными стояками проточного и проточно-регулируемого типа находят как разность гидростатического давления в нисходящей и восходящей частях стояка:

$$\Delta p_{e, \text{пр}} = g [h_3' (\rho_3' - \rho_3) + h_2 (\rho_2' - \rho_2) + h_1 (\rho_0 - \rho_F)]. \quad (\text{IV.39})$$

Формула (IV.36) общего вида действительно в данном случае без изменения. Положение условного центра охлаждения в верхних отопительных приборах (кружки) устанавливается с точки зрения естественного циркуляционного давления, действующего в стояке. Имеющаяся неоднородность плотности воды по высоте этих приборов вызывает лишь внутреннюю циркуляцию и не отражается на циркуляции воды в стояке.

**б) Система отопления с замыкающими участками.** На расчетной схеме стояка (рис. IV.33, б) показаны условные центры охлаждения воды в отопительных приборах (кружки) и центры охлаждения воды в стояке (черные точки). Видно, что центр охлаждения воды в восходящей части стояка расположен выше, а в нисходящей — ниже соответствующего условного центра охлаждения воды в отопительном приборе.

Расход и температура воды в стояке определяются по формулам (IV.33) и (IV.34), естественное циркуляционное давление — по формуле (IV.36).

В другом, более наглядном, хотя и довольно громоздком виде, естественное циркуляционное давление в вертикальной П-образной однотрубной системе с замыкающими участками равно:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g [h' (\rho_3'' - \rho_3) + h_3'' (\rho_3' - \rho_3) + h_{\text{пр}_2} (\rho_3' - \rho_2) + h_2' (\rho_2' - \rho_2) + h_{\text{пр}_1} (\rho_2' - \rho_1) + h_1' (\rho_1 - \rho_1)], \quad (\text{IV.40})$$

Естественное циркуляционное давление в малых циркуляционных кольцах отопительных приборов (кроме приборов верхнего этажа) определяется по формуле (IV.38) или (IV.38а). В нисходящей (правой на рис. IV.33, б) части стояка естественное циркуляционное давление в каждом малом циркуляционном кольце, как было отмечено, способствует затеканию воды в отопительные приборы. Напротив, в восходящей (левой) части стояка оно противодействует затеканию воды и относительно уменьшает расход воды в приборах, что неблагоприятно отражается на размерах нагревательной поверхности приборов, особенно высоких и водоемких.

Формулы (IV.39) и (IV.40) относятся также к вертикальной бифилярной схеме стояка.

### Вертикальная однотрубная система отопления с нижней разводкой подающей магистрали и верхней прокладкой обратной (с «опрокинутой» циркуляцией воды в стояках)

**а) Проточная и проточно-регулируемая система отопления.** Расчетная схема показана на рис. IV.34, а для здания, имеющего  $N$  этажей. Расход и температура воды определяются по-прежнему по формулам (IV.33) и (IV.34). Естественное циркуляционное давление находят по формуле (IV.36) или как разность гидростатического давления в главном обратном стояке (г. с) и в рассматриваемом стояке:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g [h_{N+1} (\rho_0 - \rho_{N+1}) + h_N (\rho_0 - \rho_N) + \dots + h_2 (\rho_0 - \rho_2) + h_1 (\rho_0 - \rho_1)], \quad (\text{IV.41})$$

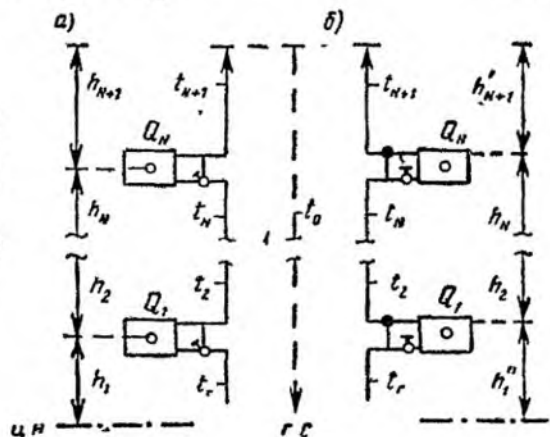
Формула (IV.41) позволяет учесть отличие температуры воды  $t_{N+1}$ , выходящей из рассматриваемого стояка, от температуры воды в главном обратном стояке.

**б) Система отопления с замыкающими участками.** Естественное циркуляционное давление в вертикальной однотрубной системе с «опрокинутой» циркуляцией воды и с замыкающими участками на стояках (рис. IV.34, б) определяется по формуле, отличающейся от формулы (IV.41) только в связи с появлением центров охлаждения на стояке (черные точки на рисунке):

$$\Delta p_{\text{е пр}} = g \left[ h'_{N+1} (\rho_0 - \rho_{N+1}) + h_N (\rho_0 - \rho_N) + \dots + h_2 (\rho_0 - \rho_2) + h'_1 (\rho_0 - \rho_r) \right]. \quad (\text{IV.42})$$

Рис. IV.34 Расчетные схемы вертикальных однотрубных стояков при нижней разводке подающей магистрали и верхней прокладке обратной

а — проточно регулируемого, б — со смещенными замыкающими участками



Естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце каждого отопительного прибора находят по-прежнему по формуле (IV.38) или (IV.38a). Очевидно, что в данной системе оно противодействует затеканию воды во все отопительные приборы. Следовательно, в системе отопления с «опрокинутой» циркуляцией воды при наличии замыкающих участков увеличивается площадь отопительных приборов.

На основании полученных формул можно сделать следующие выводы:

1. В циркуляционных кольцах вертикальных однотрубных систем водяного отопления естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, зависит от высоты здания, возрастает с увеличением числа последовательно соединенных отопительных приборов и действует в циркуляционных кольцах каждого стояка как единая величина, влияющая в равной степени на циркуляцию воды через все отопительные приборы стояка.

2. В малых циркуляционных кольцах отопительных приборов в вертикальных однотрубных системах с замыкающими участками возникает собственное естественное циркуляционное давление, зависящее от высоты прибора и степени охлаждения воды в нем. Это гравитационное давление способствует затеканию воды в приборы при движении воды в стояке сверху вниз и противодействует ему при движении воды снизу вверх.

### Вертикальная двухтрубная система отопления с верхней разводкой подающей магистрали

При параллельном соединении отопительных приборов в двухтрубном стояке для каждого из приборов образуется собственное циркуля-

ционное кольцо. На рис. IV.35 для упрощения изображены всего два прибора. В циркуляционном кольце через нижний прибор двухтрубной системы возникает естественное циркуляционное давление, равное [см. вывод формулы (IV.35)]:

$$\Delta p_{e.нр}^I = gh_1 (\rho_o - \rho_r); \quad (IV.43)$$

в циркуляционном кольце через прибор второго этажа

$$\Delta p_{e.нр}^{II} = g (h_1 + h_2) (\rho_o - \rho_r) = \Delta p_{e.нр}^I + gh_2 (\rho_o - \rho_r). \quad (IV.44)$$

Естественное циркуляционное давление в обоих кольцах заметно отличается: в кольце через прибор второго этажа оно больше на величину

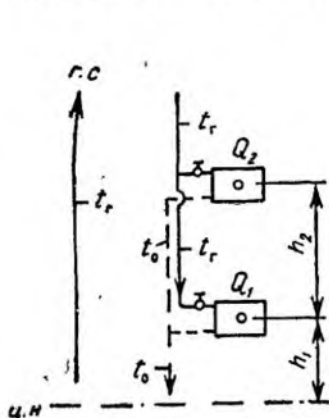


Рис. IV.35. Расчетная схема вертикального двухтрубного стояка при верхней разводке подающей магистрали

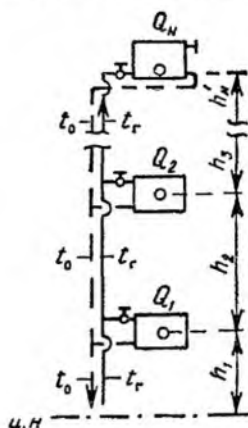


Рис. IV.36. Расчетная схема вертикального двухтрубного стояка при нижней прокладке обеих магистралей

второго слагаемого в формуле (IV.44) в связи с увеличением на высоту второго этажа вертикального расстояния от условного центра охлаждения до центра нагревания в системе.

### Вертикальная двухтрубная система отопления с нижней прокладкой обеих магистралей

На схеме двухтрубного стояка (рис. IV.36) показаны отопительные приборы первого, второго и  $N$ -ого этажей. Для каждого отопительного прибора здесь также образуется отдельное циркуляционное кольцо с собственным естественным циркуляционным давлением.

В кольце двухтрубной системы через отопительный прибор первого этажа действует естественное циркуляционное давление, определяемое по формуле (IV.43), в кольце через прибор второго этажа — давление по формуле (IV.44) и т. д., наконец, в кольце двухтрубной системы через прибор  $N$ -го этажа:

$$\Delta p_{e.нр}^N = g (h_1 + h_2 + \dots + h'_N) (\rho_o - \rho_r) = \Delta p_{e.нр}^{N-1} + gh' N (\rho_o - \rho_r). \quad (IV.45)$$



В вертикальных двухтрубных системах отопления как с верхней, так и с нижней разводкой в подобных циркуляционных кольцах действует одинаковое естественное циркуляционное давление. Его величина в каждом циркуляционном кольце определяется вертикальным расстоянием между условными центрами охлаждения и нагревания.

На основании формул (IV.43)—(IV.45) можно сделать следующие выводы.

1. В циркуляционных кольцах вертикальных двухтрубных систем водяного отопления естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, различно для циркуляционных колец отопительных приборов одного и того же стояка, находящихся на разной высоте.

2. Естественное циркуляционное давление действует для таких приборов независимо, влияя в различной степени на циркуляцию воды через каждый отопительный прибор.

### Горизонтальная однотрубная система отопления

В горизонтальной однотрубной системе отопления последовательно соединенные отопительные приборы на каждом этаже располагаются на одной высоте над центром нагревания. Промежуточное изменение тем-

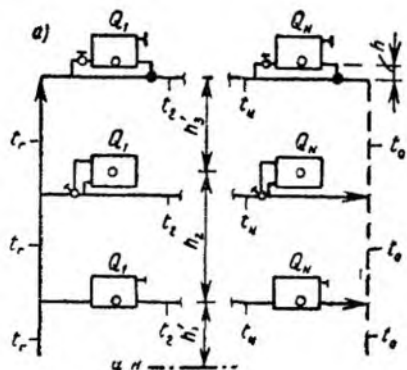
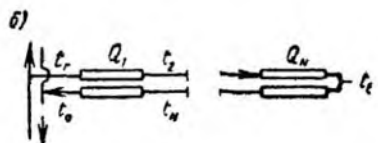


Рис IV 37 Расчетные схемы горизонтальной однотрубной системы отопления

*a* — с проточной ветвью в первом этаже, *c* — проточно регулируемой ветвью во втором этаже, с замыкающими частками в третьем этаже, *b* — с бифилярными ветвями



пературы и плотности по горизонтали из-за охлаждения воды в приборах не отражается на величине естественного циркуляционного давления, которое, как и в двухтрубной системе, определяют по формулам (IV.43)—(IV.45) в зависимости от разности гидростатического давления в вертикальных участках стояков.

В горизонтальной однотрубной системе отопления с приборами, соединенными по проточной (рис IV 37, *a* — первый этаж) и по проточно-регулируемой схеме (рис IV.37, *a* — второй этаж), естественное цирку-

ляционное давление различно в кольцах через приборы каждого этажа и определяется по выражениям:

$$\Delta p_{\text{с.пр}}^I = g h_1' (\rho_0 - \rho_r);$$

$$\Delta p_{\text{с.пр}}^{II} = g (h_1' + h_2) (\rho_0 - \rho_r) \text{ и т. д.}$$

В горизонтальной однотрубной системе с замыкающими участками у отопительных приборов (рис. IV.37, а — третий этаж) возникает не только различное естественное циркуляционное давление в кольцах через стояки каждого этажа (формулы те же, высота — до условных центров сжладения, изображенных на рисунке черными точками), но и собственное естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце каждого прибора. Величину его можно определить по формуле, написанной по аналогии с формулой (IV.38):

$$\Delta p_{\text{с.мал}} = g h' (\rho_{\text{вых}} - \rho_{\text{вх}}), \quad (IV.46)$$

где  $h'$  — вертикальное расстояние между условными центрами охлаждения воды в приборе и в стояке (см рис. IV.37, а).

Формулы (IV.43) — (IV.45) относятся также к горизонтальной бифилярной схеме, изображенной на рис. IV.37, б.

Перейдем к рассмотрению второго из слагаемых в формуле (IV.31).

## 2. ЕСТЕСТВЕННОЕ ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ, ВОЗНИКАЮЩЕЕ ВСЛЕДСТВИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ В ТРУБАХ

Гидростатическое давление по высоте каждого участка теплопровода, как и по высоте отопительного прибора, изменяется из-за охлаждения воды. Гидростатическое давление в вертикальном участке трубы длиной  $l$  при средней плотности воды  $\rho_{\text{ср}}$  составляет:

$$p = g l \rho_{\text{ср}}. \quad (IV.47)$$

Преобразуем это выражение подобно формуле (IV.32) в зависимости от начальной и конечной температуры воды на участке:

$$p = g l \frac{\rho_{\text{нач}} + \rho_{\text{кон}}}{2} = g \frac{l}{2} \rho_{\text{нач}} + g \frac{l}{2} \rho_{\text{кон}}. \quad (IV.47a)$$

Очевидно, как и для отопительного прибора, можно представить, что в каждом участке теплопровода имеется условный центр охлаждения воды, находящийся посередине его длины, а до и после этого центра плотность воды на длине  $0,5 l$  может считаться постоянной.

При выводе формулы для определения естественного циркуляционного давления, возникающего из-за охлаждения воды в трубах, примем, что в циркуляционном кольце отопительные приборы отсутствуют и вода охлаждается только при движении по трубам.

Рассмотрим схему такого циркуляционного кольца (рис. IV.38, а), в котором при определенном расходе  $G$  плотность воды постепенно возрастает от значения  $\rho_1$  при температуре  $t_1$  (после центра нагревания) до значения  $\rho_5$  при температуре  $t_5$  (перед центром нагревания). На стыках вертикальных и горизонтальных участков покажем промежуточные значения плотности воды. Тогда естественное циркуляционное давление, возникающее из-за охлаждения воды в трубах, может быть найдено как



разность гидростатического давления двух столбов воды высотой  $h$ , имеющей различную среднюю плотность:

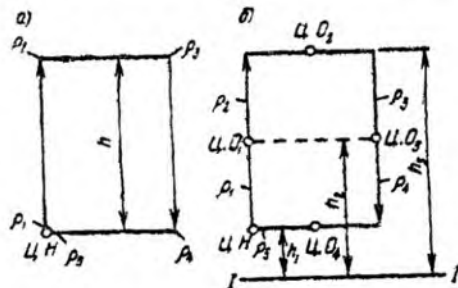
$$\Delta p_{e.тр} = g h \left( \frac{\rho_3 + \rho_4}{2} - \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \right). \quad (IV.48)$$

Это же циркуляционное давление может быть получено в другом виде с использованием условных центров охлаждения воды в трубах (рис. IV.38, б), находящихся на некоторой высоте над плоскостью отсчета  $I-I$ :

$$\Delta p_{e.тр} = g [(h_3 - h_2)(\rho_3 - \rho_2) + (h_2 - h_1)(\rho_4 - \rho_1)]. \quad (IV.48a)$$

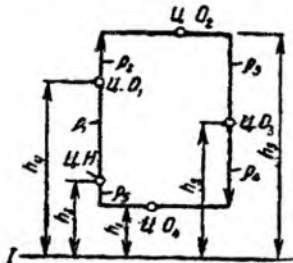
Рис. IV.38. Схемы циркуляционного кольца системы отопления без отопительных приборов с центром нагрева (ц. н.)

а — при постепенном охлаждении воды в трубах; б — при введении условных центров охлаждения (ц. о.)



В циркуляционном кольце теплопроводов с произвольным расположением условных центров нагрева и охлаждения (рис. IV.39) естественное циркуляционное давление, возникающее из-за охлаждения воды

Рис. IV.39. Схема циркуляционного кольца системы отопления с произвольно расположенными центрами нагрева (ц. н.) и охлаждения (ц. о.)



в трубах, найдем по-прежнему как разность гидростатического давления двух столбов воды:

$$\Delta p_{e.тр} = g [(h_5 - h_4)(\rho_3 - \rho_2) + (h_4 - h_3)(\rho_3 - \rho_1) + (h_3 - h_2)(\rho_4 - \rho_1) + (h_2 - h_1)(\rho_4 - \rho_5)];$$

или после преобразования

$$\Delta p_{e.тр} = g [h_5(\rho_3 - \rho_2) + h_4(\rho_2 - \rho_1) + h_3(\rho_4 - \rho_3) + h_2(\rho_1 - \rho_5) + h_1(\rho_5 - \rho_4)]. \quad (IV.48б)$$

В последнем уравнении вертикальное расстояние от центра охлаждения или нагрева до плоскости отсчета  $I-I$  умножается на разность плотности воды после и до каждого центра (считая по направлению движения воды). При этом охлаждение увеличивает циркуляционное давление, нагревание над каким-либо центром охлаждения его уменьшает (так как  $\rho_1 < \rho_5$ , то четвертое слагаемое в уравнении получает отрицательное значение).

Уравнение (IV.48 б) перепишем в общем виде:

$$\Delta p_{e.тр} = g \sum_1^N h_i (\rho_{i+1} - \rho_i). \quad (IV.49)$$

Таким образом, можно сделать вывод: естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в трубах циркуляционного кольца, состоящего из  $N$  участков, складывается из произведений высоты расположения условного центра охлаждения или нагревания каждого участка над некоторой плоскостью на разность плотности воды в концах участка. Очевидно, что циркуляционное давление тем больше, чем выше расположен центр охлаждения над центром нагревания (обычно за плоскость отсчета принимается плоскость, проходящая через центр нагревания), и, наоборот, при расположении центра охлаждения ниже центра нагревания (ц. о<sub>4</sub> на рис. IV.39) уменьшается циркуляционное давление. Следовательно, в системе отопления с верхней разводкой  $\Delta p_{e.тр}$  всегда больше, чем в системе с нижней прокладкой магистралей.

### § 43. РАСЧЕТНОЕ ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ

Под расчетным понимается циркуляционное давление, выбираемое для поддержания расчетного гидравлического режима системы отопления. Величина расчетного циркуляционного давления является исходной для гидравлического расчета и выражает располагаемое гидравлическое давление (насосное и гравитационное), которое в расчетных условиях может быть израсходовано на преодоление линейных и местных сопротивлений движению воды в системе отопления.

Циркуляционное давление, создаваемое насосом, постоянно в определенной рабочей точке его характеристики. Естественное циркуляционное давление подвержено непрерывному изменению вследствие увеличения или уменьшения различия в плотности воды при качественном регулировании в процессе эксплуатации системы отопления (см., например, рис. IV.40).

Расчетное циркуляционное давление  $\Delta p_p$  в системе водяного отопления в общем виде определяется по формуле

$$\Delta p_p = \Delta p_n + B \Delta p_e \quad (IV.50)$$

или

$$\Delta p_p = \Delta p_n + B (\Delta p_{e.пр} + \Delta p_{e.тр}),$$

где  $\Delta p_n$  — циркуляционное давление, создаваемое насосом, или часть его давления, передаваемая в местную систему отопления через водоструйный элеватор;

$\Delta p_{e.пр}$  и  $\Delta p_{e.тр}$  — естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды, нагретой до расчетной температуры, соответственно в отопительных приборах и в трубах циркуляционного кольца системы отопления;

$B$  — поправочный коэффициент, учитывающий величину естественного циркуляционного давления в период поддержания расчетного гидравлического режима в системе ( $B \leq 1$ ).

Изменение естественного циркуляционного давления вызывает отклонение от расчетного гидравлического режима системы отопления. По

характеру воздействия естественного циркуляционного давления на циркуляцию воды в стояках все насосные системы можно разделить на две группы: вертикальные однотрубные — в одной группе, двухтрубные и горизонтальные однотрубные — в другой.

Расчетный гидравлический режим в этих группах систем, с целью повышения их тепловой надежности, приурочивается к определенному периоду отопительного сезона.

Для вертикальных однотрубных насосных систем, а также для любого вида систем отопления с естественной циркуляцией воды этот период соответствует температуре наружного воздуха, расчетной для отопления зданий в данной местности. При этой температуре естественное циркуляционное давление достигает своего максимального значения, коэффициент  $B=1$  и формула (IV.50) принимает вид:

$$\Delta p_p = \Delta p_n + \Delta p_e. \quad (IV.51)$$

Для двухтрубных и горизонтальных однотрубных насосных систем отопления этот период относится ко времени наиболее длительного стояния одной и той же температуры наружного воздуха. Как известно из главы I, для большинства районов Советского Союза это время стояния средней температуры отопительного сезона. При такой температуре в системе отопления возникает естественное циркуляционное давление, составляющее не менее 40% максимального его значения. Поэтому для двухтрубных и горизонтальных однотрубных насосных систем отопления коэффициент  $B=0,4$  и формула (IV.50) принимает вид:

$$\Delta p_p = \Delta p_n + 0,4 \Delta p_e. \quad (IV.52)$$

Выбор различных периодов отопительного сезона для расчета гидравлического режима двух групп насосных систем отопления делается с целью сохранения возможно дольше расчетного теплового режима в помещениях и является одним из мероприятий по обеспечению тепловой надежности тех или иных систем отопления.

Под тепловой надежностью системы (часто употребляется термин устойчивость) понимается ее способность передавать в каждое помещение тепловой поток, необходимый для поддержания равномерной температуры воздуха в помещении, путем пропорционального изменения теплопередачи всех отопительных приборов при изменении температуры и расхода воды в системе.

Для обеспечения тепловой надежности системы водяного отопления в течение отопительного сезона осуществляется эксплуатационное регулирование: качественное — путем изменения температуры греющей воды и количественное — путем изменения расхода воды.

Изменение температуры воды в системах отопления производится по графикам расхода тепла. Пример такого графика для однотрубной системы с расчетной температурой воды 95—70°C представлен на рис. IV.40. На этом рисунке показано также оптимальное изменение расхода воды в системе.

Из рисунка видно, что в вертикальной однотрубной системе отопления расход воды целесообразно сокращать одновременно с понижением температуры воды по мере повышения температуры наружного воздуха, причем при температуре +10°C расход воды должен составлять около 60% расчетного. В системе, если она не автоматизирована, роль количественного регулятора предназначается естественному циркуляционно-

му давлению, изменение которого, как установлено выше, влияет в равной степени на циркуляцию воды через все отопительные приборы каждого стояка. Этим объясняется вид формулы (IV.51) для определения расчетного циркуляционного давления в вертикальных однотрубных насосных системах отопления.

Сказанное графически иллюстрируется рис. IV.41, на котором показаны отрезок суммарной характеристики насосного  $\Delta p_n$  и гравитационного  $\Delta p_e$  давлений, а также характеристика системы отопления (пунктиром). В рабочей точке *A* под влиянием этих давлений обеспечивается

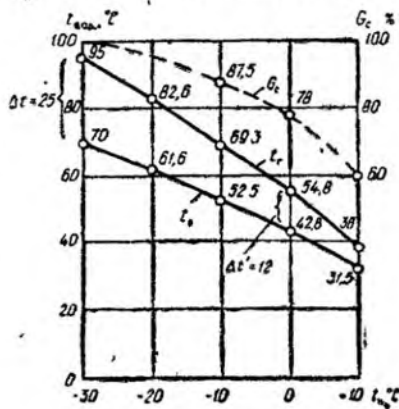


Рис. IV.40. График оптимального режима температуры и расхода воды в вертикальной однотрубной системе отопления

$t_g$  — температура горячей воды;  $t_o$  — температура обратной воды;  $G_c$  — расход воды в системе;  $t_n$  — температура наружного воздуха

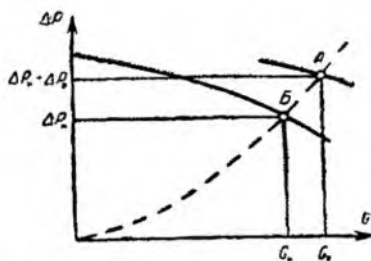


Рис. IV.41. Влияние естественного циркуляционного давления  $\Delta p_e$  на расход воды в вертикальной однотрубной насосной системе отопления

расчетный расход воды в системе  $G_c$  (при низкой температуре наружного воздуха), в рабочей точке *B* расход воды равен  $G_n < G_c$  (при высокой температуре наружного воздуха, когда  $\Delta p_e$  близко к нулю). Понятно, что при помощи естественного циркуляционного давления можно лишь в отдельных случаях осуществить надлежащее количественное регулирование вертикальных однотрубных систем отопления и оптимальный гидравлический режим достигается только при автоматическом регулировании.

В циркуляционных кольцах вертикальной двухтрубной системы отопления естественное циркуляционное давление (это также уже известно) различно по величине и независимо по действию. В результате его изменения нарушается расчетный гидравлический режим отопительных приборов каждого стояка. Вода, поступающая в стояк, перераспределяется между приборами: в холодный период отопительного сезона ( $t_n < t_{ср.о}$ ) увеличивается против расчетного расход воды в приборах верхних этажей при сокращении расхода в нижних приборах; в теплый период ( $t_n > t_{ср.о}$ ) возрастает расход воды в нижних приборах за счет верхних. Возникает вертикальное тепловое разрегулирование системы.

Выбор расчетного циркуляционного давления по формуле (IV.52) создает условия для длительного действия отопительных приборов двухтрубной насосной системы в расчетном гидравлическом режиме с со-

хранением тепловой надежности. Это также способствует уменьшению вертикального теплового разрегулирования системы при низкой и высокой температуре наружного воздуха по сравнению со случаем, когда расчетное циркуляционное давление в такой системе определяется по формуле (IV.51).

## § 44. ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Гидравлический расчет системы отопления на основе расчетного циркуляционного давления представляет собой отдельный этап проектирования. Этот расчет выполняется после определения тепловых нагрузок, выбора и конструирования системы, рассмотренных в предыдущих главах. Таким образом, проектирование системы можно разделить на четыре этапа, характерные не только для систем водяного, но и для систем парового и воздушного отопления.

Исходными данными для проектирования системы отопления служат: назначение, планировка и строительные конструкции здания; положение здания на местности; климатологические показатели для местности; источник теплоснабжения; температура и влажность воздуха в основных помещениях.

**Расчет теплового режима.** После проведения теплотехнического расчета наружных ограждений, расчета теплового режима в помещениях определяются теплотери, подлежащие возмещению при помощи отопительных приборов. Расчеты выполняются с использованием сведений, изложенных в главах I и II.

**Выбор системы.** На этом этапе проектирования выбираются расчетная температура (параметры) воды, вид отопительных приборов и конструкция системы отопления с технико-экономическим обоснованием принятого решения в необходимых случаях. На основании сведений, приведенных в главах I, III, IV, можно установить следующие положения для выбора конструкции системы отопления.

В многоэтажных зданиях, имеющих более трех этажей, проектируются преимущественно вертикальные однотрубные системы отопления. В бесчердачных зданиях средней этажности используются однотрубные системы с нижней прокладкой обеих магистралей. В зданиях повышенной этажности применяются однотрубные системы с нижней разводкой подающей магистрали для создания «опрокинутой» циркуляции воды в стояках.

В зданиях массового строительства предпочтение отдается однотрубному стояку унифицированной конструкции, имеющему один диаметр и повторяющуюся длину его элементов.

В зданиях ограниченного объема, имеющих разноэтажные части, устраиваются двухтрубные системы с нижней прокладкой обеих магистралей. В одноэтажных зданиях, в двух-трехэтажных пристройках к главному зданию используются в основном горизонтальные однотрубные системы, могут применяться и двухтрубные системы с верхней разводкой подающей магистрали.

Чем выше здание, тем меньше должно быть гидравлическое сопротивление узла каждого отопительного прибора вертикального однотрубного стояка, и, наоборот, тем больше должно быть сопротивление каждого приборного узла двухтрубного стояка или горизонтальной однотрубной ветви.



**Конструирование системы.** Размещают отопительные приборы и стояки на планах каждого этажа, отопительное оборудование в тепловом пункте здания, расширительный бак (если он имеется) и магистрали системы.

Магистрали предусматриваются отдельными для отопительных приборов постоянного действия, для воздухонагревателей лестничных клеток и воздушно-тепловых завес, для отопительных приборов дежурного или периодического действия. Рекомендуется при трассировке магистралей предусматривать возможность пофасадного регулирования действия системы отопления.

При размещении магистралей принимаются также решения по величине и направлению уклона, по компенсации удлинения и тепловой изоляции труб, по организации движения, сбора и удаления воздуха, по спуску и наполнению водой системы и стояков, по выбору и размещению арматуры.

Этот этап проектирования завершается конструированием схемы труб и приборов системы отопления, основного чертежа, по которому можно выявить циркуляционные кольца системы, разделить их на участки и нанести тепловые нагрузки.

Термин «участок», встречающийся ранее, означает отрезок трубы, по которому протекает при определенной температуре неизменное количество воды.

*Тепловая нагрузка отопительного прибора* определяет тепловой поток, подводимый в расчетных условиях к прибору теплоносителем — водой. Этот тепловой поток  $Q_T$  по уравнению (III.1) принимается равным тепловому потоку  $Q_{пр}$ , передаваемому прибором в помещение. Точнее, при установке отопительного прибора у наружной стены под окном  $Q_T > Q_{пр}$  приблизительно на 5%. Различие в тепловых потоках обусловлено увеличением теплопотери через наружную стену вследствие повышения температуры ее внутренней поверхности, непосредственно облучаемой прибором (см. главу III).

*Тепловая нагрузка участка* определяет тепловой поток, передающийся в помещения от воды, протекающей по участку. Этот тепловой поток равняется сумме тепловых нагрузок отопительных приборов. Для участка подающего теплопровода он выражает количество тепла, подлежащее передаче от горячей воды на ее дальнейшем пути, для участка обратного теплопровода — количество тепла, отведенное от охлажденной воды. Тепловая нагрузка участка носит условный характер и в действительности выражает расход воды на участке — величину, необходимую для гидравлического расчета.

Например, если тепловая нагрузка участка обратного теплопровода равняется 7000 Вт (6000 ккал/ч), то это означает, что вода, протекающая по участку, передала в помещения тепловой поток в 7000 Вт (6000 ккал/ч). Если же при этом вода охладилась на 25°, то по участку протекает 240 кг/ч воды [согласно формуле (IV.2)].

**Расчет системы** состоит из гидравлического расчета (глава V) и теплового расчета нагревательной поверхности труб и приборов (глава III).

Гидравлический и тепловой расчеты системы отопления взаимно связаны, и, строго говоря, требуется многократное повторение расчетов по методу итерации для выявления действительного расхода воды и необходимой площади нагревательной поверхности приборов. Поэтому наиболее точным является расчет системы на ЭЦВМ.



При ручном счете расчет повторяется 1—2 раза, причем гидравлический и тепловой расчеты выполняются в различной очередности.

В первом случае тепловой расчет отопительных приборов предшествует гидравлическому расчету. Это случай, когда длина греющих элементов отопительных приборов существенно влияет на гидравлическое сопротивление стояка. К таким приборам относятся конвекторы, панели и ребристые трубы, основанные на применении греющих труб  $d_y$  15 и 20 мм. Тогда до гидравлического расчета определяется предварительная длина труб приборов, а после уточнения расхода и температуры воды в стояках вносятся поправки в размеры приборов.

Окончательный тепловой расчет любых приборов может выполняться сразу (до гидравлического расчета) в двухтрубных системах при скрытой прокладке стояков и подводок к приборам.

Во втором случае, наоборот, гидравлический расчет предшествует тепловому расчету приборов. Это случай, когда длина приборов практически не отражается на гидравлическом сопротивлении стояка. К таким приборам относятся радиаторы, полые панели, ребристые и гладкие трубы  $d_y=50—100$  мм. В результате гидравлического расчета определяются диаметр труб, расход и температура воды в стояках, а затем размер отопительных приборов с учетом теплопередачи труб в каждом помещении.

Гидравлический расчет системы отопления выполняется двумя способами: с равным и неравным (часто говорят с постоянным и переменным) перепадом температуры воды в стояках.

Расчет с равным перепадом температуры воды в стояках заключается в подборе диаметра труб по заданному расходу воды на всех участках системы.

Расчет с неравным перепадом температуры воды в стояках заключается в определении расхода и температуры обратной воды в каждом стояке по заданному диаметру труб на всех участках системы.

## § 45. ЭПЮРА ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ

Изменение расчетного циркуляционного давления при движении воды в системе отопления наглядно изображается в виде эпюры. На рис. IV.42 представлена эпюра циркуляционного давления в системе с тупиковым движением воды в магистралях (сравните с рис. IV.18). По оси абсцисс откладывают длину участков магистралей и наносят номера стояков; по оси ординат — гидравлическое сопротивление участков магистралей и стояков (жирные линии). Изменение давления по длине каждого участка магистралей считается равномерным.

На рисунке показано, что гидравлическое сопротивление циркуляционных колец различной длины не одинаково. Наибольшим сопротивлением обладает кольцо через дальний от теплового пункта стояк № 7, наименьшим — через ближний стояк № 1. Избыток циркуляционного давления (изображенный на рисунке, например, отрезком  $AB$ ) вызывает перераспределение количества воды, протекающей в магистралях и стояках — возникает горизонтальное разрегулирование системы с отклонением от расчетных расхода и температуры воды.

Во избежание этого проводится регулирование системы: гидравлическое сопротивление всех циркуляционных колец приводится в соответствие с циркуляционным давлением путем поглощения избытка давле-

ния арматурой или диафрагмами на стояках. Возможен и другой, гидравлически и технически более правильный путь: расчетом определяют действительные расход и температуру обратной воды в каждом стояке и вносят исправление в расчет отопительных приборов.

На рис. IV.43 изображена эпюра циркуляционного давления в двухтрубной системе отопления с попутным движением воды в магистралях. Эпюра построена после проведения гидравлического расчета трех циркуляционных колец через средний, ближний и дальний стояки (на рисун-

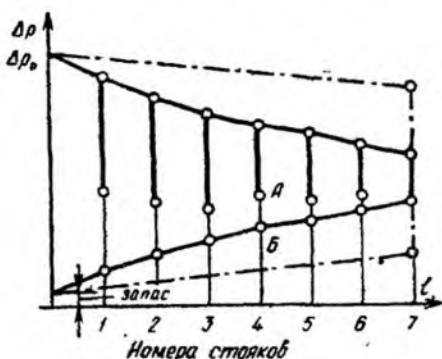


Рис. IV.42. Эпюра циркуляционного давления в системе отопления с тупиковым движением воды в магистралях

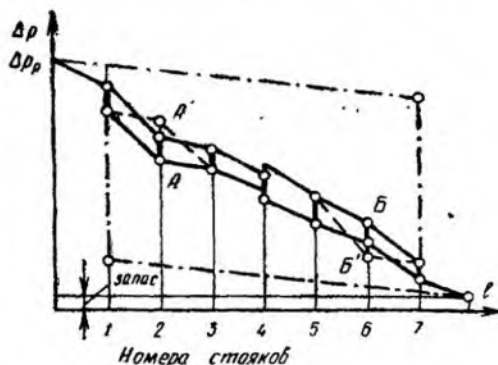


Рис. IV.43. Эпюра циркуляционного давления в двухтрубной системе отопления с попутным движением воды в магистралях

ке показаны невязки расчета). Незначительное гидравлическое сопротивление стояков (вертикальные отрезки на рисунке) характерно для двухтрубной системы без кранов повышенного сопротивления.

Циркуляционное давление в подающей магистрали должно быть больше, чем в обратной, для обеспечения подачи горячей воды к отопительным приборам. Обратное соотношение давления в магистралях вызывает циркуляцию охлажденной воды через отопительные приборы — «обратную» циркуляцию. Это недопустимое явление может возникнуть в стояке № 2, если давление в точке *A* обратной магистрали в результате ошибочного выбора диаметра двух участков магистрали, прилегающих к точке *A*, повысится до давления в точке *A'*, или в стояке № 6, если давление в точке *B* подающей магистрали понизится до давления в точке *B'* (см. рис. IV.43). На эпюре циркуляционного давления пунктиром показано изменение давления в участках магистралей, вызывающее «обратную» циркуляцию воды через отопительные приборы стояков № 2 и 6.

Расчеты показывают, что для надежного сохранения расчетного распределения воды между стояками в течение отопительного сезона, т. е. для обеспечения горизонтальной гидравлической устойчивости системы, гидравлическое сопротивление стояков должно составлять не менее 70% общего сопротивления системы. При этом эпюры циркуляционного давления имеют вид, схематично показанный штрихпунктирными линиями на рис. IV.42 и IV.43, характерный для низкого сопротивления магистралей и высокого сопротивления стояков. Подобный вид сравнительно просто можно придать эпюре однотрубной системы. В двухтрубной си-

стеме для этого потребуется искусственно увеличить гидравлическое сопротивление отопительных приборов, что также будет способствовать повышению вертикальной тепловой надежности двухтрубных стояков.

## § 46. ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ВОДО-ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Для отопления, когда температура поверхности отопительных приборов не должна превышать  $95^{\circ}\text{C}$ , рассматривались системы централизованного нагревания местной воды высокотемпературной водой (см. рис. IV.1, б, в). Местная вода при этом нагревается максимум до  $105^{\circ}\text{C}$  (в однотрубных системах). Между тем система, в которой высокотемпературная вода подводится как можно ближе к отопительным приборам, а температура их поверхности сохраняется на уровне, не превышающем  $95^{\circ}\text{C}$ , имеет определенное экономическое преимущество перед обычной системой. Это преимущество достигается за счет сокращения количества теплоносителя [см. формулу (IV.8)], уменьшения диаметра труб и использования давления сетевого (станционного) насоса для циркуляции воды.

В такой комбинированной водо-водяной системе нагревание местной воды происходит децентрализованно. В тепловом пункте здания не устанавливают оборудование для нагревания и создания циркуляции воды, там только контролируется действие системы и учитывается расход тепла.

Разберем некоторые схемы системы децентрализованного нагревания местной воды высокотемпературной водой, разработанные советскими инженерами.

Для децентрализованного нагревания местной воды при независимой схеме используют безнапорные стальные или керамические отопительные приборы. Эти приборы, как открытые сосуды, заполняются водой, нагреваемой через стенки змеевика высокотемпературной водой. Испарение с поверхности воды в приборе способствует повышению влажности воздуха в помещении. Змеевик включен в однотрубную протоочно-регулируемую систему с «опрокинутой» циркуляцией высокотемпературной воды (см. рис. IV.34, а).

Децентрализованное смешение высоко- и низкотемпературной воды, т. е. нагревание местной воды при зависимой схеме, может осуществляться в основании каждого стояка и непосредственно в отопительных приборах.

В системе со смешением воды в основании однотрубных П-образных стояков (см. рис. IV.26) магистраль с высокотемпературной водой (температура  $t_1$ ) в отличие от известных систем отопления делается также однотрубной (рис. IV.44, а). Вода в ней понижает температуру (например, от  $t_1$  до  $t_1'$ ) в точках смешения (в центрах охлаждения — черная точка на рисунке) и поступает в стояки с различной температурой. В вертикальных стояках возникает в основном естественная циркуляция воды, так как гидравлическое сопротивление замыкающих участков  $I$  сравнительно невелико.

Для смешения воды в основании двухтрубных стояков (см. рис. IV.29) используют специальные смесители 2' (рис. IV.44, б). Вода в обеих магистралях перемещается под давлением сетевого насоса, в стояках происходит естественная циркуляция воды.

При децентрализованном смешении в однотрубных стояках система отопления делится на две части: в первой высокотемпературная вода движется в стояках снизу вверх (см. рис. IV.27 и IV.34, б), охлаждаясь до температуры  $95^{\circ}\text{C}$ , во второй — сверху вниз (см. рис. IV.25). Для обеспечения затекания в приборы необходимого количества высокотемпературной воды на замыкающих участках устанавливают диафрагмы 3 (рис. IV.44, в).

При децентрализованном смешении в двухтрубных стояках высокотемпературная вода подается внутрь каждого отопительного прибора

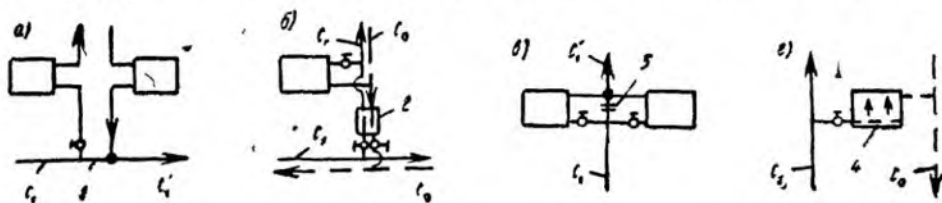


Рис. IV.44. Узлы систем отопления с децентрализованным смешением воды

а и б — в основании однотрубных и двухтрубных стояков, в и г — в приборах однотрубных и двухтрубных стояков, 1 — замыкающий участок, 2 — смеситель, 3 — диафрагма, 4 — перфорированный коллектор

через перфорированный коллектор 4 (рис. IV.44, г) или через сопло-смеситель, а охлажденная вода удаляется в таком же количестве в обратный стояк.

Описанные системы отопления не получили массового распространения вследствие затруднений с прокладкой труб высокотемпературной воды в помещениях, сложности монтажного и эксплуатационного регулирования.

## § 47. ОТОПЛЕНИЕ ВЫСОТНЫХ ЗДАНИЙ

Санитарно-технические устройства в высотном здании зонировуются — делятся на части — зоны определенной высоты, между которыми размещаются технические этажи. В отоплении, вентиляции и водоснабжении высота зоны определяется величиной допустимого давления воды в нижних приборах или кранах и возможностью размещения оборудования, воздухопроводов, труб и других коммуникаций на техническом этаже.

В зависимости от величины гидростатического давления, допустимого для отдельных видов отопительных приборов (см. табл. III.3) и арматуры, высота зоны не должна превышать (с некоторым запасом) 55 м при использовании чугунных и стальных приборов и 90 м для приборов со стальными греющими трубами.

В пределах одной зоны система водяного отопления при водяном теплоснабжении устраивается по независимой схеме (см. рис. IV.1, б), т. е. гидравлически изолированной от наружной тепловой сети и от других систем отопления. Такая система имеет собственные водо-водяной теплообменник, циркуляционный и подпиточный насосы, расширительный бак.

Число зон по высоте здания, как и высота отдельной зоны, определяется допустимым гидростатическим давлением, но не для отопительных приборов, а для оборудования в тепловом пункте, расположенном обычно в подвальной этаже.

Водо-водяные теплообменники и насосы, изготовленные по специальному заказу, выдерживают рабочее давление 1,6 МПа (16 кгс/см<sup>2</sup>). Это значит, что высота здания при водо-водяном отоплении гидравлически изолированными системами ограничивается пределом в 150—160 м. В таком здании могут быть устроены две (высотой по 75—80) или три (высотой по 50—55 м) зональные системы отопления, причем гидростатичес-

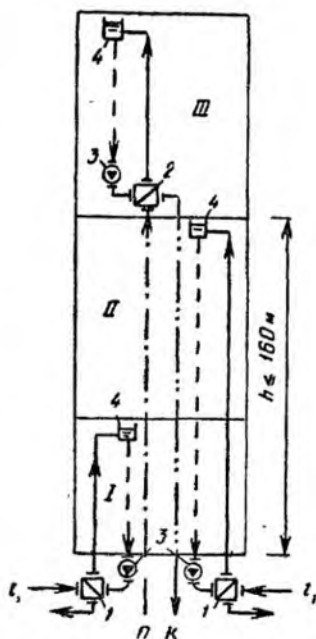


Рис. IV.45. Принципиальная схема комбинированного отопления высотного здания

*I* и *II* — зоны с водо-водяным отоплением; *III* — зона с пароводяным отоплением (л — пар, к — конденсат); 1 — водо-водяной теплообменник; 2 — пароводяной теплообменник; 3 — циркуляционный насос; 4 — расширительный бак

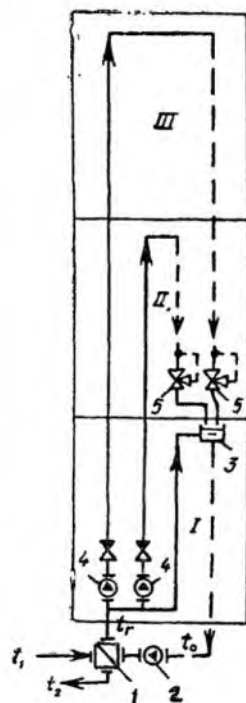


Рис. IV.46. Принципиальная схема единой системы водо-водяного отопления высотного здания\*

*I* — теплообменник; 2 — циркуляционный насос; 3 — расширительный бак; 4 — зональный повысительный насос; 5 — регулятор давления «до себя»

кое давление в оборудовании системы отопления верхней зоны, находящемся в подвальном этаже, достигнет расчетного предела.

В зданиях высотой 160—250 м применяется комбинированное отопление (рис. IV.45): помимо водо-водяного отопления в нижних 160 м, в зоне сверх 160 м устраивается пароводяное отопление. Теплоноситель пар, отличающийся незначительным гидростатическим давлением, подается на технический этаж под верхней зоной, где оборудуется еще один тепловой пункт. В нем устанавливают пароводяной теплообменник 2 и циркуляционный насос 3, приборы для качественно-количественного регулирования. В зданиях высотой более 250 м предусматривают новые зоны пароводяного отопления.



В каждой зональной системе отопления имеется свой расширительный бак 4, оборудованный системой электрической сигнализации и управления подпиткой системы.

Описанный комплекс комбинированного отопления действует в центральной части главного корпуса МГУ: в нижних трех зонах устроено водо-водяное, в верхней зоне IV — пароводяное отопление.

Возможна замена комбинированного отопления высотного здания одной системой водяного отопления (предложение автора), при которой не требуется второй первичный теплоноситель (пар). На рис. IV.46 показано, что в здании устраивается гидравлически общая система с одним водо-водяным теплообменником 1, общим циркуляционным насосом 2 и расширительным баком 3. Система по высоте здания делится на зональные части по приведенным выше правилам. Вода в зону II и последующие зоны подается повысительными насосами 4 и возвращается в общий расширительный бак. Необходимое гидростатическое давление в главном обратном стояке каждой зональной части поддерживается регулятором 5 типа «до себя». Гидростатическое давление в оборудовании теплового пункта, в том числе и в повысительных насосах, ограничено высотой расположения открытого расширительного бака и не превышает 1 МПа (10 кгс/см<sup>2</sup>).

Для систем отопления высотных зданий характерны деление их в пределах каждой зоны по сторонам света (по фасадам), автоматизация регулирования и действия, присоединение расширительного бака по схеме на рис. IV.16, когда из всех труб бака остается только одна переливная. Для опорожнения отдельных стояков или частей системы на технических этажах прокладывают дренажные линии. На время действия системы во избежание утечки воды дренажная линия выключается общим вентилям перед разделительным водосточным бачком.

## § 48. ГРАВИТАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Отопление с естественной циркуляцией воды применялось в прошлом столетии сначала в виде однетрубных, затем в виде двухтрубных систем. С внедрением электрических циркуляционных насосов гравитационные системы отопления с начала текущего века и особенно после Октябрьской революции постепенно уступают свое место насосным системам.

В настоящее время область применения систем с естественной циркуляцией воды ограничена. Их используют для отопления отдельных жилых квартир, небольших гражданских зданий, железнодорожных вагонов, зданий, в которых недопустима вибрация конструкций (например, при точных измерениях), вызываемая работой насосов. Использование естественной циркуляции целесообразно при водяном отоплении отдельных верхних помещений высотных зданий (например, технического этажа). Кроме того, естественная циркуляция воды в стояках встречается в описанных выше децентрализованных системах водо-водяного отопления.

Рассмотрим особенности гравитационных систем отопления в сравнении с насосными. Прежде всего отметим существенные недостатки, которые ограничивают область их применения:

а) сокращенный радиус действия (до 30 м по горизонтали), обусловленный небольшим циркуляционным давлением;

б) высокая первоначальная стоимость (до 5—7% стоимости небольших зданий), связанная с применением труб значительного диаметра;



в) увеличенный расход металла и затраты труда на монтаж теплопроводов;

г) замедленное включение в действие из-за большой теплоемкости массы воды и малого циркуляционного давления;

д) повышенная опасность замерзания воды в трубах, проложенных в неотапливаемых помещениях.

Вместе с тем гравитационные системы отопления имеют преимущества, определяющие в отдельных случаях их выбор:

а) относительная простота устройства и эксплуатации;

б) независимость действия от снабжения электрической энергией;

в) отсутствие циркуляционных насосов и соответственно шума и вибрации;

г) сравнительная долговечность (при правильной эксплуатации системы действуют 35—40 лет и более без капитального ремонта);

д) повышенная тепловая надежность, обусловленная действием с количественным саморегулированием.

Остановимся на явлении количественного саморегулирования. В гравитационной системе создается своеобразный механизм естественного регулирования: при проведении качественного регулирования, т. е. при изменении температуры воды, самопроизвольно происходит количественное регулирование — изменяется расход воды. Действительно, если изменять температуру греющей воды в зависимости от температуры наружного воздуха (см., например, рис. IV.40), то в системе из-за иного распределения плотности воды изменяется естественное циркуляционное давление, а следовательно, и количество циркулирующей воды. Одновременное изменение температуры и количества воды обеспечивает необходимую теплопередачу отопительных приборов.

В двухтрубной системе усиление или ослабление циркуляции воды в циркуляционном кольце каждого отопительного прибора изменяет теплопередачу в помещение, которая, изменяясь, кроме того, во взаимодействии с теплопотерей помещения, сама влияет на расход воды, изменяя температуру обратной воды и циркуляционное давление. В результате сохраняется соответствие между теплопередачей прибора и теплопотерей помещения, т. е. обеспечивается тепловая надежность каждого отдельного прибора и, следовательно, всей системы отопления.

Таким образом, естественное циркуляционное давление, которое в насосной двухтрубной системе отопления вызывает вертикальное тепловое разрегулирование, поддерживает тепловую надежность гравитационной двухтрубной системы.

В вертикальной однотрубной системе имеется такое же количественное саморегулирование, но в циркуляционных кольцах не каждого прибора, а уже целых стояков с их последовательно соединенными приборами. При этом усиление или ослабление циркуляции воды происходит более интенсивно, чем требуется по графику оптимального режима (см. рис. IV.40). В результате в теплый период отопительного сезона наблюдается отклонение от необходимой теплоподачи у части приборов: при движении в стояке сверху вниз сильно уменьшенного количества воды нижние приборы недогревают помещения. Это явление усугубляется с увеличением числа этажей здания.

Таким образом, естественное циркуляционное давление, способствующее тепловой надежности насосной вертикальной однотрубной системы отопления, вызывает вертикальное тепловое разрегулирование гравитационной однотрубной системы.

Можно сделать вывод, что при естественной циркуляции воды преимущество следует отдавать двухтрубным системам отопления. Правда, вертикальная однотрубная система позволяет увеличивать естественное циркуляционное давление и скорость движения воды по сравнению с двухтрубной, а также располагать отдельные отопительные приборы ниже теплообменника.

Схемы гравитационных систем подобны схемам насосных систем отопления. Зная зависимость естественного циркуляционного давления от вертикального расстояния между центрами охлаждения и нагревания и закономерности движения воздушных скоплений в горизонтальных трубах, можно устано-

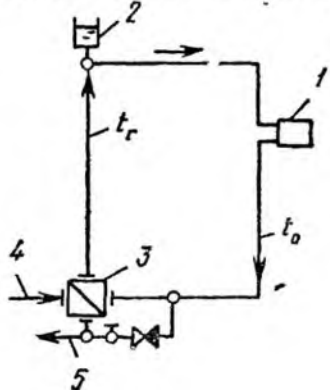


Рис IV 47 Принципиальная схема гравитационной системы водяного отопления

1 — отопительный прибор, 2 — расширительный бак, 3 — теплообменник, 4 и 5 — подающий и обратный теплопроводы

вить целесообразность применения верхней разводки подающей магистрали в гравитационной системе. При этом расширительный бак присоединяют непосредственно к главному стояку (см. рис. III.26, а), уклон подающей магистрали делается в сторону движения воды и бак используется для удаления воздуха из системы (см. рис. III.23, б). В отопительных приборах создается наиболее рациональная для двухтрубной системы (см. рис. III.10) схема движения воды сверху — вниз.

Теперь можно изобразить принципиальную схему гравитационной системы отопления с верхней разводкой подающей магистрали (рис. IV.47). Она получается из принципиальной схемы, приведенной на рис. IV.1, б, если из нее исключить насосы, а расширительный бак присоединить к подающей магистрали. Схема стояка двухтрубной системы показана на рис. IV.28, однотрубной — на рис. IV.25. В однотрубной системе в первую очередь используют приборные узлы с меньшим гидравлическим сопротивлением — с замыкающими участками.<sup>б</sup>

Возможно применение гравитационных систем отопления с нижней разводкой обеих магистралей, двухтрубные и однотрубные стояки которых изображены соответственно на рис. IV.29 и IV.26. Однако при этом уменьшается циркуляционное давление, что влечет за собой увеличение диаметра труб, усложняются сбор и удаление воздушных скоплений из системы. Расширительный бак присоединяют к магистрали в нижней части системы, и его можно использовать для удаления воздуха только при прокладке специальных воздушных труб, показанных на рис. IV.29 (справа) и рис. III.24, е.

Система с «опрокинутой» циркуляцией воды в данном случае не используется, так как в ней иногда возникает «обратное» движение воды в стояках.

Расчетное циркуляционное давление в системе отопления с естественным движением воды определяется по формуле (IV.31),

В двухтрубной гравитационной системе отопления для создания достаточного циркуляционного давления стремятся всемерно увеличить вертикальное расстояние между центром охлаждения в нижних отопительных приборах и центром нагревания в теплообменнике с тем, чтобы довести его хотя бы до 3 м. Если это осуществимо в отдельных зданиях, то при отоплении одноэтажных квартир и домов или железнодорожных вагонов теплообменник (котел) вынужденно располагается на одном уровне с отопительными приборами.

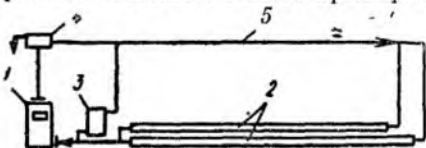


Рис. IV.48. Схема ветви гравитационной системы водяного отопления железнодорожного пассажирского вагона

1 — котел; 2 — основные греющие трубы; 3 — отопительный прибор туалетной; 4 — прогонный расширительный бак; 5 — подающая магистраль

Квартирные системы отопления применяются уже около ста лет. За это время изменялись и совершенствовались котлы и их топливо, трубы и отопительные приборы, использовались различные схемы, но принцип устройства и действия оставался одним и тем же: для создания устойчивой циркуляции воды одна из магистралей прокладывалась и прокладывается под потолком отапливаемого помещения. Тогда необходимое циркуляционное давление обеспечивается за счет охлаждения воды в трубах. Что же касается охлаждения воды в отопительных приборах, то центр охлаждения в них может оказаться не только не выше центра нагревания, но даже ниже его, а это, как уже известно, препятствует естественной циркуляции воды.

Наиболее распространена двухтрубная схема, при которой подающая магистраль размещается под потолком отапливаемого помещения, обратная прокладывается у пола или в подпольном канале. Отопительные приборы присоединяют к трубам по схеме, показанной на рис. IV.31, а.

Возможна двухтрубная схема, когда не только подающую, но и обратную магистраль размещают под потолком помещения, но при этом необходимо для обеспечения циркуляции воды опускать эту магистраль петлями до низа каждого отопительного прибора, вследствие чего увеличивается протяженность труб и усложняется спуск воды из системы.

Не исключается также горизонтально однотрубная схема соединения отопительных приборов, но и здесь одна из магистралей прокладывается поверху.

На рис. IV.48 изображена для примера одна из двух ветвей гравитационной системы водяного отопления железнодорожного пассажирского вагона. Основные трубы  $2 d_y = 75$  мм, обогревающие нижнюю зону салона, присоединяют самостоятельно к верхней подающей магистрали 5 для усиления циркуляции воды в каждой из них. Отдельный отопительный прибор 3 предназначается для отопления туалетной комнаты. Подающая магистраль  $d_y = 50$  мм прокладывается без тепловой изоляции для увеличения циркуляционного давления.

Естественное циркуляционное давление, как расчетная величина в гравитационной квартирной или вагонной системе отопления, определяется по несколько измененной формуле (IV.31)

$$\Delta p_p = \Delta p_{e,тр} \pm \Delta p_{e,пр} \quad (IV.31a)$$

где  $\Delta p_{e,тр}$  — естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в трубах; вычисляется по формуле (IV.49);

$\Delta p_{e,пр}$  — то же, но в отопительных приборах, вычисляется по формуле (IV.43), причем знаки плюс и минус относятся к случаям, когда центр охлаждения в приборах соответственно выше или ниже центра нагревания воды в теплообменнике.

Для водогрейного котла за центр нагревания принимается зона наиболее интенсивного нагревания воды, находящаяся приблизительно на 250 мм выше уровня колосниковой решетки.

Влияние различного расположения центров охлаждения относительно центра нагревания было выяснено выше (см. рис. IV.39). Применительно к системе отопления на рис. IV.48 это вызывает заметное уменьшение (приблизительно на одну треть) количества воды, протекающей по нижней греющей трубе 2, по сравнению с расходом воды в верхней трубе.

Для вычисления естественного циркуляционного давления необходимо знать температуру и плотность воды в различных точках системы. Следовательно, при проектировании квартирной и вагонной систем отопления необходим расчет теплопередачи труб и определение степени охлаждения воды в трубах. Эта особенность расчета в необходимых случаях распространяется и на гравитационные системы отопления протяженных зданий.

Наименьшее охлаждение воды, а следовательно, и наименьшее естественное циркуляционное давление получается в циркуляционном кольце через прибор, ближний к теплообменнику (например, в кольце прибора 3 на рис. IV.48), вследствие малой протяженности труб. Поэтому через такой прибор протекает меньшее количество воды, чем через приборы, удаленные от теплообменника.

При расчете площади нагревательной поверхности каждого прибора квартирной и вагонной систем отопления учитываются уже известные теплопередача труб, проложенных в помещении, и температура воды при входе в прибор и выходе из него. В этом особенность расчета приборов такой системы отопления.

Система отопления железнодорожного вагона дополняется электрическим насосом для возможности усиления циркуляции воды. В квартирных системах отопления применение циркуляционных насосов вызывает конструктивные изменения. Насосная квартирная система отопления делается горизонтальной однотрубной (см. рис. IV.30) или двухтрубной (см. рис. IV.31, б) с нижней прокладкой магистралей.

#### СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Бромлей М. Ф. Гидравлические машины и холодильные установки. М., Стройиздат, 1971.

Каменев П. Н. Гидроэлеваторы в строительстве. Изд. 2-е, М., Стройиздат, 1970.

Крауз А. А. Вопросы отопления и вентиляции. М.—Л., ОНТИ, Госстройиздат, 1934.

Сканави А. Н. Динамика давления в системе водяного отопления группы зданий. — В инф. реферат. сб. серии V. Проектирование отопительно-вентиляционных систем. М., изд. ЦИНИС Госстроя СССР, вып 3, 1971.

Ливчак И. Ф. Квартирное водяное отопление малоэтажных зданий. М., Изд. МКХ РСФСР, 1950.

Белинский Е. А. Рациональные системы водяного отопления. М., Госстройиздат, 1963.

Сканави А. Н. Водяное отопление высотных зданий. — В сб.: Теплогазоснабжение и вентиляция. Каунас, изд. Каунасского политехнического института, 1972,



Трубопроводы в системе отопления выполняют важную функцию распределения теплоносителя по отдельным отопительным приборам. Они являются теплопроводами, задача которых состоит в передаче определенного расчетного количества тепла каждому прибору.

Система отопления представляет собой сильно разветвленную и сложно закольцованную сеть теплопроводов, по каждому участку которой должно переноситься определенное количество тепла. Выполнение точного расчета такой сети является сложной гидравлической задачей, связанной с решением большого числа нелинейных уравнений. В инженерной практике эта задача решается методом подбора.

В водяных системах количество принесенного тепла теплоносителем зависит от его расхода и перепада температуры при охлаждении воды в приборе. Обычно при расчете задают общий для системы перепад температуры теплоносителя и стремятся к тому, чтобы этот перепад был выдержан в двухтрубных системах — для всех приборов и системы в целом; в одноктрубных системах — для всех стояков. При известном перепаде температуры теплоносителя по теплопроводам системы должен быть подведен определенный расчетом расход воды к каждому отопительному прибору.

При таком подходе выполнить гидравлический расчет сети теплопроводов системы отопления значит (с учетом располагаемого циркуляционного давления) так подобрать диаметры отдельных участков, чтобы по ним проходил расчетный расход теплоносителя. Расчет ведется подбором диаметров по имеющемуся сортаменту труб, поэтому он всегда связан с некоторой погрешностью. Для различных систем и отдельных элементов допускаются определенные невязки.

В отличие от рассмотренного выше метода в настоящее время нашел широкое распространение, применительно к расчету одноктрубных систем отопления, метод с переменным перепадом температуры воды в стояках, предложенный А. И. Орловым в 1932 г. Принцип расчета заключается в том, что расходы воды в стояках не задаются заранее, а определяются в процессе гидравлического расчета исходя из полной увязки давлений во всех кольцах системы и принятых диаметров теплопроводов сети. Перепад температуры теплоносителя в отдельных стояках при этом получается различным — переменным. Площадь теплоотдающей/поверхности отопительных приборов находится по температуре и расходу воды, определенным гидравлическим расчетом. Метод расчета с переменным перепадом температуры точнее отражает действительную картину работы системы, исключает необходимость монтажной регулировки, облегчает унификацию трубной заготовки, так как дает возможность избежать применения разнообразных сочетаний диаметров радиаторных узлов и составных стояков. Этот метод получил распространение после того, как в 1936 г. Г. И. Фихман доказал

возможность применения при расчете теплопроводов систем водяного отопления усредненных значений коэффициентов трения и ведения всего расчета по квадратичному закону. Наиболее детально этот метод разработан Е. А. Белинким.

## § 49. ПОТЕРЯ ДАВЛЕНИЯ В СЕТИ

Движение жидкости в теплопроводах происходит от сечения с большим давлением к сечению с меньшим давлением за счет разности давления. При перемещении жидкости расходуется потенциальная энергия, т. е. гидростатическое давление на преодоление сопротивлений от трения о стенки труб и от завихрений и ударов при изменении скорости и направления движения в фасонных частях, приборах и арматуре.

Падение давления, обусловленное сопротивлениями трения о стенки труб, является линейной потерей; падение давления, вызванное местными сопротивлениями, — местной потерей.

Падение давления  $\Delta p$ , Па, вызванное трением и местными сопротивлениями, измеряется в долях динамического давления и выражается формулой, известной из курса гидравлики

$$\Delta p = \left( \frac{\lambda}{d_b} l + \sum \zeta \right) \frac{\omega^2}{2} \rho = Rl + Z, \quad (V.1)$$

где  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения, определяющий в долях динамического давления линейную потерю давления на длине трубопровода, равной его внутреннему диаметру;

$d_b$  — внутренний диаметр трубопровода, м;

$l$  — длина участка сети, м;

$\sum \zeta$  — сумма коэффициентов местных сопротивлений на рассчитываемом участке;

$\omega$  — скорость жидкости в трубопроводе, м/с;

$\rho$  — плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$R$  — падение давления вследствие трения о стенки трубы, Па/м;

$$R = \frac{\lambda}{d_b} \frac{\omega^2}{2} \rho, \quad (V.2)$$

$Z$  — падение давления при преодолении местных сопротивлений, Па;

$$Z = \sum \zeta \frac{\omega^2}{2} \rho. \quad (V.3)$$

На основании формул (V.2) и (V.3) составлены таблицы и номограммы для гидравлического расчета теплопроводов. Для примера в сокращенном виде эти таблицы приведены ниже (табл. V.1 и V.2).

Величину первого сомножителя в формуле V.1

$$\zeta' = \frac{\lambda}{d_b} l + \sum \zeta \quad (V.4)$$

называют приведенным коэффициентом сопротивления участка сети.

Скорость жидкости в теплопроводе, м/с, составляет:

$$\omega = \frac{G}{3600 \frac{\pi d_b^2}{4} \rho},$$



Таблица V.1

## К расчету теплопроводов

Потери давления на трение, Па/м	Количество протекающей воды, кг/ч (над чертой), и скорость воды, м/с (под чертой, по стальным водогазопроводным обыкновенным трубам (ГОСТ 3262-62) с условным проходом, мм					
	15	20	25	32	40	50
40	$\frac{118}{0,17}$	$\frac{268}{0,214}$	$\frac{481}{0,24}$	$\frac{1010}{0,288}$	$\frac{1470}{0,316}$	$\frac{2970}{0,38}$
45	$\frac{125}{0,181}$	$\frac{285}{0,228}$	$\frac{511}{0,255}$	$\frac{1071}{0,306}$	$\frac{1560}{0,335}$	$\frac{3150}{0,405}$
50	$\frac{132}{0,191}$	$\frac{300}{0,24}$	$\frac{540}{0,27}$	$\frac{1130}{0,323}$	$\frac{1640}{0,352}$	$\frac{3320}{0,425}$

Таблица V.2

## Потери давления Z, Па, в местных сопротивлениях

Скорость воды, м/с	Сумма коэффициентов местных сопротивлений						
	1	2	3	4	5	6	7
0,16	12,5	25,0	37,5	50,0	62,5	75,0	87,5
0,165	13,2	26,4	39,6	52,8	66,0	79,2	92,4
0,170	14,2	28,3	42,5	56,6	70,8	85,0	99,2
0,175	14,8	29,7	44,7	59,6	74,6	89,5	102,4
0,180	15,8	31,6	47,4	63,2	79,0	94,8	105,5

откуда расход жидкости, отвечающий скорости в теплопроводе 1 м/с, может быть определен по формуле

$$\frac{G}{\omega} = 900 \rho \pi d_B^2, \quad (V.5)$$

где  $G$  — расход жидкости в теплопроводе, кг/ч.

Подставляя значение  $\omega$  в уравнение (V.1), получим:

$$\Delta p = A \left( \frac{\lambda}{d_B} l + \sum \zeta \right) G^2, \quad (V.6)$$

где  $A$  — удельное динамическое давление, Па/(кг/ч)<sup>2</sup>, в теплопроводе, возникающее при протекании 1 кг/ч жидкости с плотностью  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, причем

$$A = \frac{16}{3600^2 \cdot 2 \rho \pi^2 d_B^4} \quad (V.7)$$

Если при расчетах систем отопления принять плотность теплоносителя (жидкости) постоянной, что ведет к погрешности, лежащей за пределами практической точности расчета, то величины  $\frac{G}{\omega}$  и  $A$  могут быть определены как постоянные для теплопровода заданного диаметра.

Значения этих величин при плотности воды  $972 \text{ кг/м}^3$  (что отвечает ее температуре  $80^\circ \text{C}$ ) для труб по ГОСТ 3262—62 и ГОСТ 10704—63, применяемых в системах отопления, даны в приложении 1.

Использование в расчетах постоянного отношения  $\frac{G}{w}$  позволяет по заданному расходу теплоносителя и диаметру теплопровода определить скорость теплоносителя делением расхода на эту величину; использование постоянной величины  $A$  позволяет определить потери давления в теплопроводе по заданному расходу, минуя определение скорости.

Обозначив в уравнении (V.6)

$$A \left( \frac{\lambda}{d_n} l + \sum \zeta \right) = S, \quad (\text{V.8})$$

получим:

$$G = \left. \begin{array}{l} \Delta p = SG^2, \\ \sqrt{\frac{\Delta p}{S}}; \\ S = \frac{\Delta p}{G^2}, \end{array} \right\} \quad (\text{V.9})$$

где  $S$  — характеристика сопротивления сети, равная потере давления в ней при расходе жидкости  $1 \text{ кг/ч}$ ,  $\text{Па}/(\text{кг/ч})^2$ .

Величина  $\frac{1}{\sqrt{S}}$  называется проводимостью сети и обозначается

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{S}}. \quad (\text{V.10})$$

Проводимость равна расходу в сети,  $\text{кг/ч}$ , при перепаде давлений в  $1 \text{ Па}$  и имеет размерность  $\text{кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5})$ .

Используя понятие проводимости, получим:

$$\left. \begin{array}{l} \Delta p = \left( \frac{G}{\sigma} \right)^2, \\ G = \sigma \sqrt{\Delta p}; \\ \sigma = \frac{G}{\sqrt{\Delta p}}. \end{array} \right\} \quad (\text{V.11})$$

Величина  $A$  относится лишь к определенному участку сети с неизменным диаметром, а значения  $S$  и  $\sigma$  могут быть отнесены как к отдельному участку сети, так и к любой части ее, состоящей из нескольких последовательно и параллельно соединенных участков, а также ко всей разветвленной сети в целом.

Сумма потери давления в сети из двух или более последовательно соединенных участков сети с неизменным расходом ( $G_1 = G_2$ ) равна сумме потери давления на этих участках, т. е.

$$\Delta p_{1+2} = \Delta p_1 + \Delta p_2.$$

Выражая потери давления через характеристики сопротивления и расходы, получим:

$$S_{1+2} G^2 = S_1 G^2 + S_2 G^2.$$

откуда следует:

$$S_{1+2} = S_1 + S_2. \quad (V. 12)$$

Таким образом, суммарная характеристика сопротивления последовательно соединенных участков сети равна сумме характеристик сопротивления составляющих ее участков.

В параллельно соединенных участках сети, при отсутствии в них разности естественных давлений ( $t = \text{const}$ ), потеря давления в каждом участке одинакова ( $\Delta p_1 = \Delta p_2$ ).

Суммарный расход, кг/ч, в этих участках

$$G_{1+2} = G_1 + G_2.$$

Выражая расход через проводимость и потерю давления, получим:

$$\sigma_{1+2} \sqrt{\Delta p} = \sigma_1 \sqrt{\Delta p} + \sigma_2 \sqrt{\Delta p},$$

откуда следует:

$$\sigma_{1+2} = \sigma_1 + \sigma_2. \quad (V. 13)$$

Таким образом, суммарная проводимость параллельно соединенных участков сети равна сумме проводимостей этих участков.

Из условия равенства потери давления на параллельно соединенных участках следует:

$$S_1 G_1^2 = S_2 G_2^2,$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} \frac{G_1}{G_2} &= \sqrt{\frac{S_2}{S_1}}; \\ \frac{G_1}{G_2} &= \frac{\sigma_1}{\sigma_2}, \end{aligned} \right\} \quad (V. 14)$$

т. е. при отсутствии естественного циркуляционного давления расходы в параллельных участках сети пропорциональны их проводимостям.

Из уравнений получим:

$$\left. \begin{aligned} G_1 &= G_{1+2} \frac{\sigma_1}{\sigma_1 + \sigma_2}; \\ G_2 &= G_{1+2} \frac{\sigma_2}{\sigma_1 + \sigma_2}. \end{aligned} \right\} \quad (V. 15)$$

## § 50. КОЭФФИЦИЕНТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ И МЕСТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Во Всесоюзном теплотехническом институте Г. А. Муриным проведено исследование потери давления от трения в стальных трубах. Были испытаны обычные стальные трубы промышленного назначения, т. е.

трубы с действительной реальной шероховатостью: новые и бывшие в употреблении различного сортамента с внутренним диаметром от 40 до 143 мм.

Трубы имели шероховатость в виде зернистой и оспенной коррозии, налета, окалина, отдулин, продольных борозд, расположенных параллельно оси трубы и по винтовой линии, продольных швов, поперечных круговых борозд, волн. Результаты испытания показали, что в обычных стальных трубах в переходной области ( $Re=10^4 \dots 10^5$ ) сопротивление трения с увеличением числа Рейнольдса постепенно уменьшается.

Г. А. Муриным дано следующее выражение коэффициента трения для гидравлически гладких труб (ламинарный пограничный слой закрывает абсолютную шероховатость внутренних стенок трубы):

$$\lambda = \frac{1,01}{(\lg Re)^{2,5}} \quad (V.16)$$

Эта формула объединяет формулы Блазиуса и Никурадзе для гидравлически гладких труб.

Испытаниями ВТИ установлено, что в переходной области от гладких труб к шероховатым коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  является сложной функцией числа  $Re$  и относительной шероховатости  $\frac{k}{d}$ :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} - 2 \lg \frac{d}{k} = f \left[ \lg \left( \frac{Re \cdot k}{d} \sqrt{\frac{\lambda}{8}} \right) \right],$$

На рис. V.1 показаны полученная зависимость  $\lambda$  от числа  $Re$  и отношения диаметра трубы  $d$  к абсолютной шероховатости  $k$ .

Те же испытания подтверждают правильность формулы Никурадзе для шероховатых труб (пограничный ламинарный слой не закрывает абсолютную шероховатость внутренних стенок):

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \lg \frac{r}{k}\right)^2} \quad (V.17)$$

Эту формулу можно представить так:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \lg \frac{1}{2} \frac{d}{k}\right)^2} = \frac{1}{\left[1,74 + 2 \left(\lg \frac{1}{2} + \lg \frac{d}{k}\right)\right]^2} = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \lg \frac{d}{k}\right)^2} \quad (V.18)$$

Для определения относительной шероховатости  $\frac{k}{d}$  замерялась фактическая потеря давления на трение по длине трубы при определенной скорости воды в ней.

Подставляя в формулу (V.18) значение  $\lambda$ , найденное из опыта, определяли значение  $\frac{d}{k}$ , а так как диаметр трубы известен, то вычисляли величину абсолютной шероховатости трубы  $k$ .

Для теплопроводов центральных систем отопления, согласно опытным данным, полученным ВТИ, абсолютную шероховатость следует принимать  $k=0,2$  мм.

На нижней плавной кривой (см. рис. V.1) показана зависимость  $\lambda$

от  $Re$  для гладких труб. Видно, что с увеличением относительной шероховатости в трубах переходная область наступает при меньшем числе  $Re$ .

На этом же рисунке пунктирной линией показаны другие переходные числа  $Re_{2np}$ , за пределами которых трубы становятся шероховатыми.

М. И. Киссиным и В. М. Зусмановичем на основе данных испытаний приводятся формулы расчета для переходной области турбулентного течения от гладких труб к шероховатым.

При обработке опытных данных трубы диаметром от 15 до 200 мм отнесены к первой группе и от 200 до 1000 мм — ко второй группе.

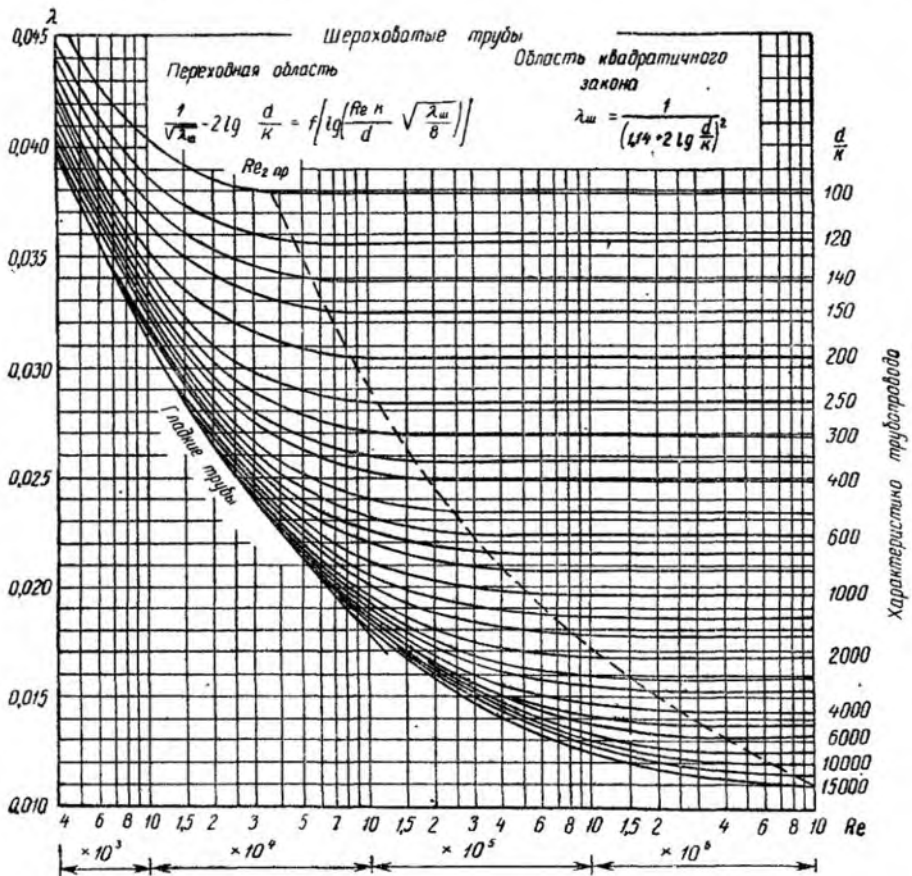


Рис. V.1. Зависимость  $\lambda$  от числа  $Re$  для водогазопроводных труб

Для первой группы труб даются следующие расчетные формулы: в переходной области от гидравлически гладких труб к шероховатым

$$\lambda = 0,343 \left( \frac{d}{k} \right)^{-0,125} Re^{-0,17}; \quad (V.19)$$

первое переходное число  $Re$  от области гладких труб к переходной области

$$Re_{1np} = 0,367 \left( \frac{d}{k} \right)^{1,56}; \quad (V.20)$$

авторы указывают, что формулы (V.17) и (V.18) действительны только для чисел  $Re \geq 4000$ ;

второе переходное число  $Re$  от переходной области к шероховатым трубам (но только для труб с абсолютной шероховатостью  $k=0,2$  мм)

$$Re_{2np} = 150 \frac{d}{k}. \quad (V.21)$$

Для чисел  $Re \geq Re_{2np}$  труба считается шероховатой и коэффициент сопротивления трению  $\lambda$  следует определять по формуле (V.18).

Для второй группы труб даются следующие формулы:

$$\lambda = 0,1824 \left( \frac{k}{d} \right)^{0,087} Re^{-0,134}, \quad (V.22)$$

$$Re_{1np} = 115 \left( 0,5 \frac{d}{k} \right)^{0,75}; \quad (V.23)$$

$$Re_{2np} = 51,75 \frac{d}{k} - 16\,000. \quad (V.24)$$

Данные расчета по этим формулам имеют расхождение с опытными в пределах  $\pm 3\%$ .

Эмпирические формулы М. И. Кисина и В. М. Зусмановича позволяют с достаточно большой точностью определить потерю давления от трения. Проведенный ими анализ результатов испытаний ВТИ показал, что течение воды в трубах систем центрального отопления в основном происходит в переходной области от гладких труб к шероховатым.

По приведенным формулам составлены таблицы для гидравлического расчета теплопроводов.

Потеря давления в местных сопротивлениях зависит в основном от геометрической формы препятствий на пути потока жидкости. На величину потери в местных сопротивлениях оказывает влияние также характер распределения скорости

в сечении потока при входе его в рассматриваемый элемент теплопровода. Распределение скорости, в свою очередь, зависит от формы других препятствий на пути потока и их расстояния от рассматриваемого элемента сети. Вследствие этого суммарные потери давления от нескольких близко расположенных местных сопротивлений (например, тройника и крана, крана и нагревательного прибора и т. п.), как правило, не равны арифметической сумме этих сопротивлений, определенных порознь. Поэтому сопротивления часто повторяющихся узлов систем отопления, состоящих из нескольких близко расположенных фасонных частей, определяют обычно экспериментальным путем. Значения коэффициентов

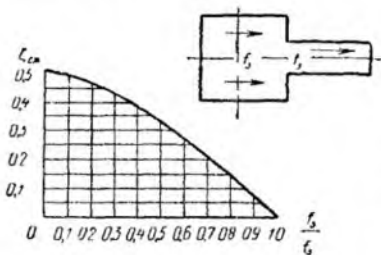


Рис. V.2 Кривые значений коэффициентов местного сопротивления при внезапном сжатии потока



местных сопротивлений отдельных элементов сети приведены в справочной литературе<sup>1</sup>.

В ряде источников рекомендуется принимать коэффициент местного сопротивления для тройника на проходе  $\zeta=1$ ; для тройника на ответвлении  $\zeta=1,5$ ; для крестовины на проходе  $\zeta=2$ .

Как показывают теоретические расчеты, приведенные значения коэффициентов местных сопротивлений несколько завышены, однако для облегчения расчетов теплопроводов систем отопления часто пользуются этими данными.

При внезапном сжатии потока и увеличении скорости в сечении  $f_3$  (рис. V.2) происходит потеря давления. Значение  $\zeta_{сж}$  относится к большей скорости, т. е. к скорости в сечении  $f_3$ ; величина его зависит от отношения площади после сужения потока  $f_3$  к площади до сжатия потока  $f'_3$ .

## § 51. МЕСТНЫЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ЗАМЫКАЮЩИХ УЧАСТКОВ В ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМАХ

Основные расчеты теплопроводов однотрубных систем с замыкающими участками сводятся к определению:

- количества воды, циркулирующей через отопительные приборы;
- потери давления в замыкающих участках.

Эти расчеты могут быть выполнены с достаточной точностью только при правильном определении гидравлических потерь в крестовинах у замыкающих участков.

При расчете местных сопротивлений замыкающих участков, например, для двух крестовин на проходе принимается  $\Sigma\zeta=4$ . На самом деле гидравлические потери гораздо меньше и фактически в замыкающем участке перемещается большее количество воды, чем следовало бы по расчету; в результате теплопередача отопительных приборов получается ниже расчетной.

Заметим, что при изменении расходов воды в подводках меняется расход и в замыкающем участке, при этом расход в самом стояке меняется незначительно. Поэтому, определяя коэффициенты местных сопротивлений в замыкающих участках, будем относить их к постоянной скорости  $w_3$  в стояке, а не к скорости в замыкающем участке.

**Пример V.1.** Диаметр стояка  $d_3=32$  мм; диаметр замыкающего участка равен диаметру стояка; расход воды в стояке  $G_{ст}=G_3=540$  кг/ч (рис. V.3). Определим потери давления в замыкающем участке, если в нем перемещается  $G_{а,у}=0,4$ ,  $G_{ст}=0,4 \cdot 540=216$  кг/ч, и построим график давлений в замыкающем участке.

**Решение.** Расходу в стояке соответствует постоянная скорость  $w_3=0,15$  м/с; расходу в замыкающем участке — скорость  $w_1=0,4w_3=0,06$  м/с.

В соответствии с результатами лабораторных испытаний потери давлений в верхней крестовине при делении потока следует принимать равными половине потерь при внезапном расширении основного потока, так как при его разделении происходит смягченная потеря.

$$\Delta p_{дел} = \frac{1}{2} \frac{(w_3 - w_1)^2}{2} \rho = \zeta_{дел} \frac{w_3^2}{2} \rho.$$

<sup>1</sup> Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений. Отопление, водопровод и канализация (внутренние санитарно-технические устройства). Ч. 1. Под редакцией И. Г. Старовойтова М., Стройиздат, 1967.

Следовательно,

$$\zeta_{\text{дел}} = \frac{1}{2} \frac{(w_3 - 0,4w_1)^2}{w_3^2} = 0,18,$$

Потеря давления при делении потока (см. рис V.3)

$$\Delta p_{\text{дел}} = 0,18 \frac{0,15^2}{2} \rho_{95^\circ} = 1,95 \text{ Па.}$$

Потери на трение в замыкающем участке длиной  $l_1 = 0,5$  м составляют  $R_1 l_1 = 0,8$  Па. Эти потери отвечают коэффициенту местного сопротивления  $\zeta_{\text{тр}} = 0,07$ .

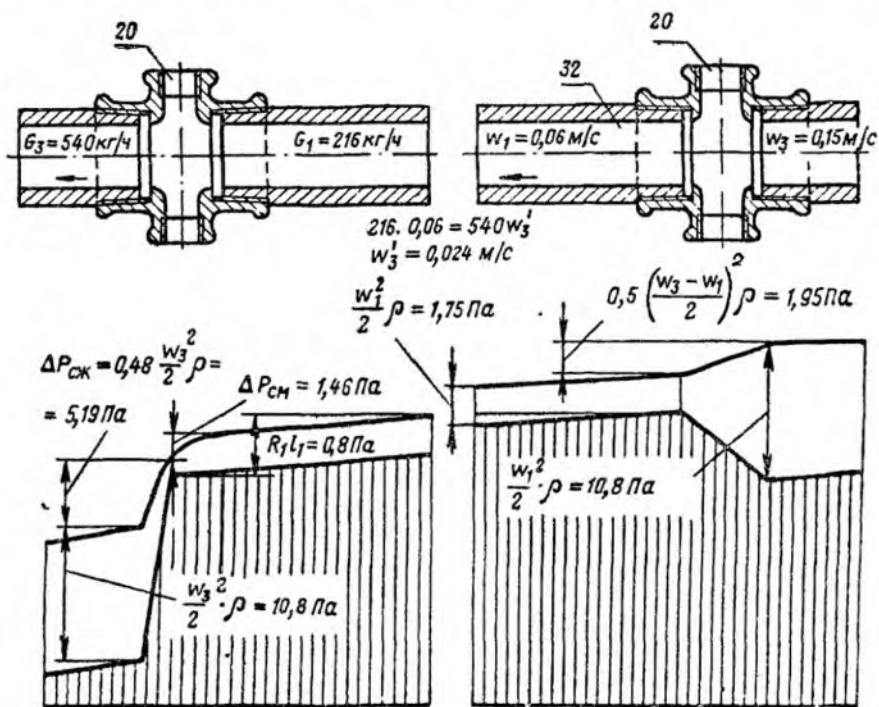


Рис. V.3. Схема распределения давления в замыкающем участке однотрубной системы отопления (без учета геометрической высоты между крестовинами; стояк условно расположен горизонтально)

Наконец, в нижней крестовине происходят потери при смешивании потоков

Наивыгоднейшая скорость  $w_3'$  после смешения потоков определится из условия постоянства проекций количества движений на направление замыкающего участка:

$$G_1 w_1 = G_3 w_3',$$

при этом  $G_1 = 0,4G_3$ , следовательно,  $0,4w_1 = w_3'$  или  $0,4 \cdot 0,6 = w_3'$ , откуда  $w_3' = 0,024$  м/с. Разность динамических давлений при таком смешивании

$$\Delta p_{\text{д}} = \frac{w_1^2}{2} \rho - \frac{(w_3')^2}{2} \rho = \zeta_{\text{см}} \frac{w_3^2}{2} \rho.$$

Подставляя в это выражение значения найденных скоростей, получим:

$$0,06^2 - 0,024^2 = \zeta_{см} w_3^2 = \zeta_{см} 0,15^2,$$

откуда  $\zeta_{см} = 0,134$ .

Потеря полного давления при таком смешивании потоков

$$\Delta p_{см} = 0,134 \frac{(w_3)^2}{2} \rho_{95^\circ} = 0,134 \frac{0,15^2}{2} \rho_{95^\circ} = 1,46 \text{ Па.}$$

Так как  $w_3' < w_3$ , то произойдет еще дополнительная потеря на вход.

Для определения этой потери найдем отношение площадей:

$$\frac{f_3}{f_3'} = \frac{w_3'}{w_3} = \frac{0,024}{0,15} = 0,16.$$

На основании опытных данных для внезапного сужения (см. рис. V.2) найдем  $\zeta_{сж} = 0,48$

Потеря давления при сжатии потоков во время смешивания

$$\Delta p_{сж} = 0,48 \frac{w_3^2}{2} \rho_{95^\circ} = 0,48 \frac{0,15^2}{2} \rho_{95^\circ} = 5,19 \text{ Па.}$$

Для всего замыкающего участка

$$\Sigma \zeta = \zeta_{дел} + \zeta_{тр} + \zeta_{см} + \zeta_{сж} = 0,18 + 0,07 + 0,134 + 0,48 = 0,864.$$

Рассмотрим случай, когда при закрытых кранах на подводках весь расход по стояку перемещается только по замыкающему участку. Тогда потери при делении потока в верхней крестовине и при смешивании потоков в нижней крестовине теоретически равны нулю. На самом же деле в крестовинах происходят небольшие потери при расширении и сжатии одного потока.

Если менять отношение между расходами в замыкающем участке и в стояке, то получим различные  $\zeta$  при делении потока и в случае смешивания потоков или при сужении потока во время смешивания.

Кривые изменения коэффициентов местных сопротивлений приведены на рис. V.4. От диаметра стояка коэффициенты местных сопротивлений не зависят. От диаметра стояка зависят только потери на трение. Если их выразить также в долях динамического давления в стояке, то для различных диаметров стояков получим различные приведенные  $\zeta_{тр}$  трения (на рисунке указаны пунктиром).

На рис. V.4 помещены и кривые суммарных  $\zeta$  для различных диаметров замыкающих участков.

Например, для диаметра  $d_y = 20$  мм кривая суммарных коэффициентов местных сопротивлений имеет минимум  $\zeta = 0,9$  при  $Q_{зам}/Q_{ст} = 0,25$  и максимум  $\zeta = 1,1$  при  $Q_{зам}/Q_{ст} = 0,8$ .

Это объясняется тем, что при увеличении расхода в замыкающем участке увеличивается потеря на трение.

Определим гидравлические потери для стояка с замыкающими участками меньшего диаметра, чем диаметр стояка.

При диаметре стояка  $d_{ст} = d_3 = 35,75$  мм примем  $d_{зам} = d_1 = 27$  мм.

Рассмотрим случай, когда в замыкающем участке циркулирует вода; расход ее

$$G_1 = 216 \text{ кг/ч; } \frac{Q_{зам}}{Q_{ст}} = 0,4.$$

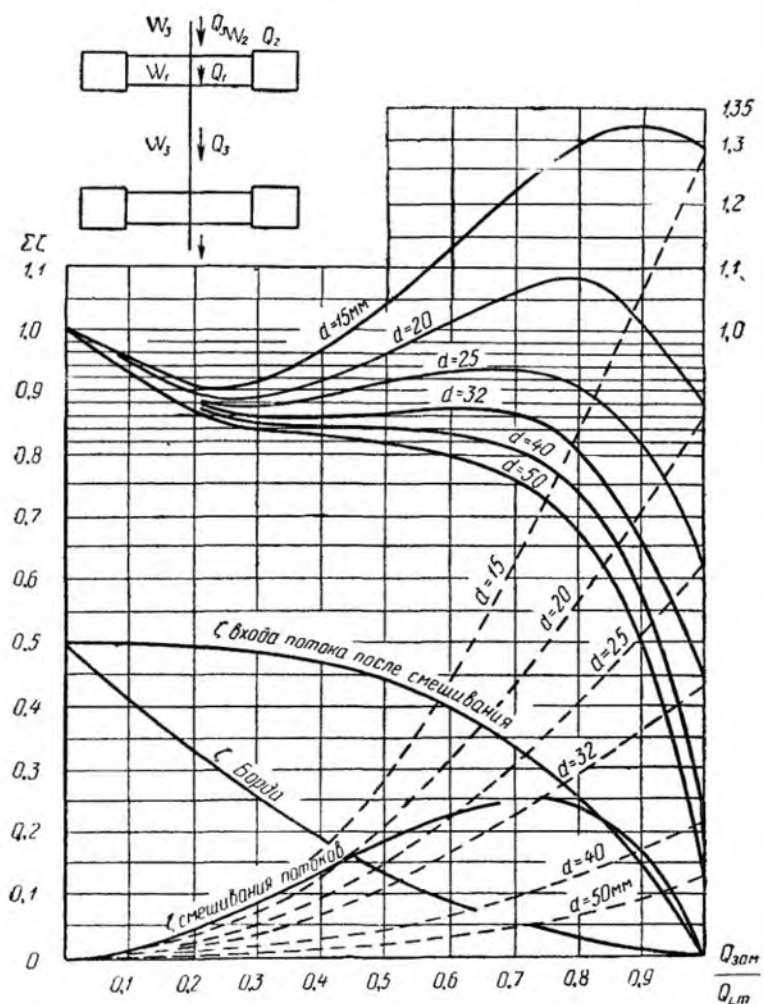


Рис. V.4. Кривые значений коэффициентов местного сопротивления замыкающего участка однотрубной системы отопления при равных диаметрах стояка и замыкающего участка

Тогда в замыкающем участке (табл. V.3) будет другая скорость:

$$w_1 = 0,4 \cdot 0,15 \left( \frac{35,75}{27} \right)^2 = 0,108 \text{ м/с.}$$

Потери при делении потока в верхней крестовине

$$\Delta p_{дел} = \frac{1}{2} \frac{(0,15 - 0,108)^2}{2} \rho_{95^\circ} = 0,43 \text{ Па} < 1,95 \text{ Па;}$$

потери на трение по замыкающему участку

$$R_1 l_1 = 7,4 \cdot 0,5 = 3,7 \text{ Па} > 0,8 \text{ Па.}$$

Таблица V.3

К расчету коэффициента местного сопротивления замыкающего участка  
 однотрубной системы отопления при диаметре стояка  $d_3=35,75$  мм,  
 диаметре замыкающего участка  $d_1=27$  мм  
 и расходе воды в стояке  $G_3=540$  кг/ч ( $l_3=0,001004$  м<sup>2</sup>,  
 $f_1=0,000572$  м<sup>2</sup>)

Определяемый параметр, расчетные формулы	Результаты расчета					
$\frac{G_1}{G_3}$	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1
$G_1$ , кг/ч	108	216	324	432	486	540
$w_3 = \frac{G_3}{3600 f_3 \rho}$ , м/с	0,15					
$w_1 = \frac{G_1}{3600 f_1 \rho}$ , м/с	0,054	0,108	0,162	0,216	0,243	0,27
$Rl$ , Па (по таблицам)	1,0	3,7	8,2	13,7	18,1	23
$P_{ДЗ} = \frac{w_3^2}{2} \rho$ , Па	10,8					
$\zeta_{тр} = \frac{Rl}{P_{ДЗ}}$	0,093	0,342	0,756	1,264	1,68	2,12
$\zeta_p = 0,5 \left( \frac{w_3 - w_1}{w_3} \right)^2$	0,205	0,039	—	—	—	—
$\frac{w_3}{w_1}$	—	—	0,95	0,713	0,634	0,57
$\zeta_{сж}$ (по графику рис. V.2.)	—	—	0,03	0,186	0,25	0,28
$w'_3 = w_1 \frac{G_1}{G_3}$ , м/с	0,0108	0,043	0,097	0,173	0,218	0,27
$w_1^2$ , (м/с) <sup>2</sup>	0,0029	0,0166	0,026	0,0467	0,059	0,0727
$(w'_3)^2$ , (м/с) <sup>2</sup>	0,00012	0,00185	0,0094	0,03	0,0475	0,0727
$w_3^2$ , (м/с) <sup>2</sup>	0,0225					
$\zeta_{см} = \frac{w_1^2 - (w'_3)^2}{w_3^2}$	0,124	0,436	0,738	0,745	0,510	0
$\frac{w'_3}{w_3}$	0,07	0,279	0,63	—	—	—
$\zeta_{сж}$ (по графику рис. V.2.)	0,5	0,435	0,25	—	—	—
$\zeta_p = 0,5 \left( \frac{w'_3 - w_3}{w_3} \right)^2$	—	—	—	0,012	0,1	0,32
$\Sigma \zeta$	0,922	1,252	1,774	2,207	2,54	2,72



Наивыгоднейшая скорость после смешивания потоков в нижней крестовине определится из следующего равенства.

$$w_3' = 0,4w_1 = 0,4 \cdot 0,108 = 0,043 \text{ м/с.}$$

Потеря динамического давления при смешивании потоков

$$\Delta p_{см} = \frac{0,108^2 - 0,043^2}{2} \rho_{95^\circ} = 4,8 \text{ Па} > 1,46 \text{ Па.}$$

Наивыгоднейшая скорость в начале смешивания потоков

$$w_3' = 0,043 \text{ м/с} < 0,15 \text{ м/с.}$$

Следовательно,

$$\frac{w_3'}{w_3} = \frac{0,043}{0,15} = 0,28.$$

В этом случае (см. рис V.2)  $\zeta_{сж} = 0,435$  и потеря при сжатии потоков составит:

$$\Delta p_{сж} = 0,435 \frac{0,15^2}{2} \rho_{95^\circ} = 4,7 \text{ Па} < 5,19 \text{ Па.}$$

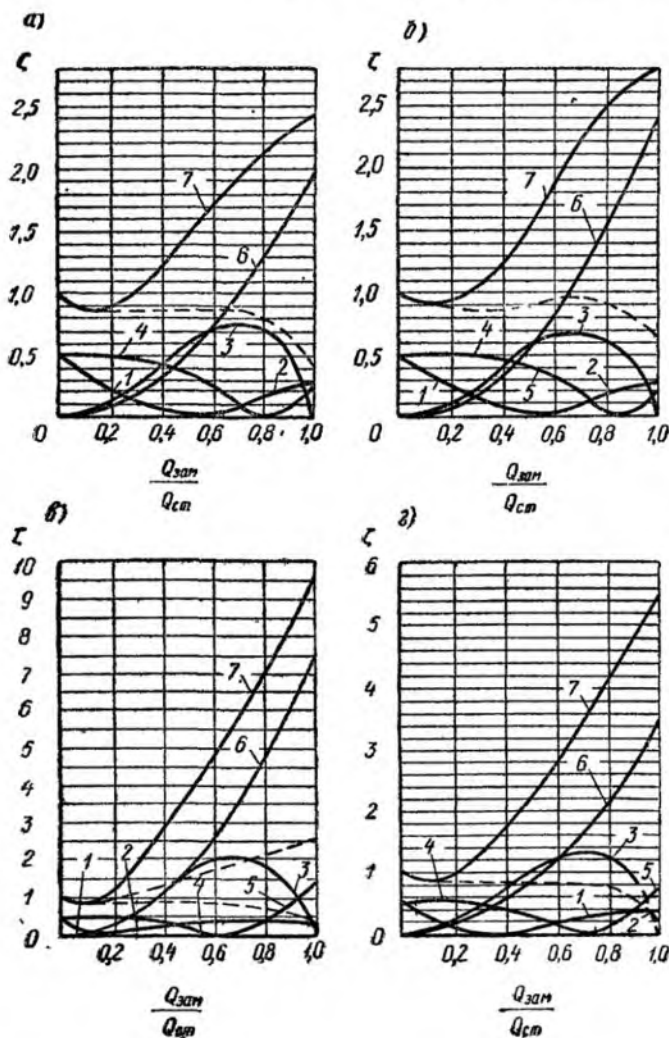


Рис. V.5. Кривые значений коэффициентов местного сопротивления замыкающего участка при диаметре его, меньшем, чем диаметр стояка

а — стояк 32 мм, замыкающий участок 25 мм, б — стояк 25 мм, замыкающий участок 20 мм; в — стояк 32 мм, замыкающий участок 20 мм; г — стояк 40 мм, замыкающий участок 25 мм; 1 и 2 —  $\zeta$  при внезапном расширении и сжатии потока в верхней крестовине; 3 —  $\zeta$  от смешивания потоков при мичимальных потерях; 4 и 5 —  $\zeta$  при сжатии потоков и внезапном расширении во время смешивания; 6 и 7 — потери на трение по длине замыкающего участка и  $\Sigma \zeta$ .

Общая потеря в замыкающем участке при  $d_1 = 27$  мм

$$\Delta p = 0,43 + 3,7 + 4,8 + 4,7 = 13,63 \text{ Па.}$$

Это соответствует  $\Sigma \zeta = 1,252$ , тогда как при диаметре замыкающего участка  $d_{з.у} = 35,75$  мм  $\Sigma \zeta = 0,864$ .

При тех же условиях прием диаметр замыкающего участка  $d_y = 20$  мм.

Повторив расчет, в данном случае получим  $\Sigma \zeta = 2,646$ .

На рис. V.5 (верхняя часть) показаны расчетные значения  $\zeta$  замыкающего участка, отнесенные к динамическому давлению в стояке, для случая, когда диаметр замыкающего участка на один калибр меньше диаметра стояка; на этом же рисунке (нижняя часть) приведены расчетные значения для случая, когда диаметр замыкающего участка на два калибра меньше диаметра стояка.

## § 52. КОЭФФИЦИЕНТ ЗАТЕКАНИЯ ВОДЫ В ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ В СИСТЕМАХ С ЗАМЫКАЮЩИМИ УЧАСТКАМИ

Рассмотрим часть стояка однотрубной системы с замыкающими участками. Отопительные приборы установлены по обе стороны стояка (рис. V.6, а).

Отношение массы воды, поступающей в отопительные приборы, находящиеся на одном этаже здания, к массе воды, перемещающейся по

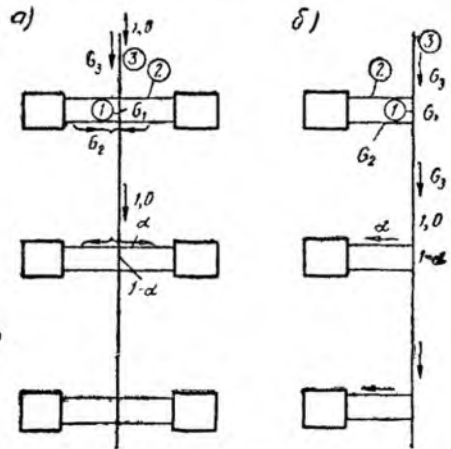


Рис. V.6. Стояки однотрубных систем водяного отопления с замыкающими участками

а — с двухсторонним присоединением отопительных приборов; б — с односторонним присоединением отопительных приборов

стояку, называется коэффициентом затекания воды в отопительные приборы.

Коэффициент затекания воды в оба отопительных прибора обозначим буквой  $\alpha$ , тогда в каждый отопительный прибор будет поступать расход воды, кг/ч, равный:

$$G_2 = G_3 \frac{\alpha}{2}.$$

Допустим условно, что во всех стояках, включая замыкающие участки, вода остывает только в приборах.

Определим потери в подводках к каждому отопительному прибору.

При делении потока в верхней крестовине проекция количества дви-

жения потока в стояке на направление подводки, расположенной под углом  $90^\circ$ , равна нулю. При этом теряется кинетическая энергия данного потока, обуславливающая потерю давления  $1 \frac{w_3^2}{2} \rho$ . Далее происходит потеря при входе в подводку, при этом теряется давление  $0,5 \frac{w_2^2}{2} \rho$ .

Общая потеря давления, Па, составит:

$$Z = \frac{w_3^2}{2} \rho + 0,5 \frac{w_2^2}{2} \rho.$$

Потери от трения в обеих подводках выразим в долях динамического давления их потока, тогда получим:

$$\zeta_{\text{тр}} = 2l_2 \frac{\lambda}{d}.$$

При выходе воды из подводок в радиатор принимаем  $\zeta=1$  Общие потери на трение в радиаторе и потери при выходе воды из радиатора в подводку принимаем  $\zeta=0,5$ .

При смешивании потоков в нижней крестовине теряется кинетическая энергия потока из подводки и происходят дополнительные потери на вход смешанного потока, иначе говоря, при смешивании потоков общий  $\zeta=1,5$

Таким образом, общая потеря давления, Па, в обеих подводках:

$$\Delta p_2 = \frac{w_3^2}{2} \rho + \left( 0,5 + \zeta_{\text{кр}} + 2l_2 \frac{\lambda}{d} + 3 \right) \frac{w_2^2}{2} \rho,$$

где  $\zeta_{\text{кр}}$  — коэффициент местного сопротивления крана.

Выражение в скобках составляет приведенный коэффициент сопротивления обеих подводок (кроме потерь при повороте потока из стояка в подводки).

Обозначая выражение в скобках через  $\Sigma \zeta_2$ , получим:

$$\Delta p_2 = \frac{w_3^2}{2} \rho + \Sigma \zeta_2 \frac{w_2^2}{2} \rho. \quad (\text{V.25})$$

Выразив общие потери в подводках в долях динамического давления в стояке, получим:

$$\Delta p_2 = \left[ 1 + \Sigma \zeta_2 \left( \frac{w_2}{w_3} \right)^2 \right] \frac{w_3^2}{2} \rho,$$

где

$$\frac{w_2}{w_3} = \frac{Q_2}{f_2} \frac{f_3}{Q_3} = \frac{Q_2}{Q_3} \left( \frac{d_3}{d_2} \right)^2 \approx \frac{G_2}{G_3} \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 = \frac{\alpha}{2} \left( \frac{d_3}{d_2} \right)^2,$$

следовательно,

$$\Delta p_2 = \left[ 1 + \Sigma \zeta_2 \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^4 \left( \frac{\alpha}{2} \right)^2 \right] \frac{w_3^2}{2} \rho. \quad (\text{V.26})$$

В приведенных формулах  $\alpha$  — коэффициент затекания воды не в один, а в оба отопительных прибора.

Если бы вода не остывала в приборах, то потеря давления в замыкающем участке была равна потере в подводках.

Охлаждение воды в приборах усиливает циркуляцию воды в подводках. Поэтому потеря давления в подводках равна потере в замыкающем участке плюс естественное давление от охлаждения воды в отопительных приборах.

$$\Delta p_2 = \zeta_{\text{зам}} \frac{w_3^2}{2} \rho + \Delta p_e = \left( \zeta_{\text{зам}} + \frac{\Delta p_e}{\frac{w_3^2}{2} \rho} \right) \frac{w_3^2}{2} \rho. \quad (\text{V.27})$$

Полагаем, что вода в замыкающем участке не остывает, тогда

$$\frac{\Delta p_2}{\frac{w_3^2}{2} \rho} = \zeta_{\text{зам}} + \frac{\Delta p_e}{\frac{w_3^2}{2} \rho} = 1 + \sum \zeta_2 \left( \frac{d_3}{d_2} \right)^4 \left( \frac{\alpha}{2} \right)^2 \quad (\text{V.28})$$

или, ведя запись в относительных координатах:

$$\bar{\Delta p}_2 = \zeta_{\text{зам}} + \bar{\Delta p}_e = 1 + \sum \zeta_2 \left( \frac{d_3}{d_2} \right)^4 \left( \frac{\alpha}{2} \right)^2, \quad (\text{V.29})$$

где  $\bar{\Delta p}_2$  — относительные полные потери в подводках;

$\bar{\Delta p}_e$  — относительное естественное давление от охлаждения воды в приборе.

Отсюда можно было бы получить величину искомого коэффициента затекания  $\alpha$ . Однако  $\zeta$  замыкающего участка зависит от отношения  $\frac{Q_{\text{зам}}}{Q_{\text{ст}}}$ , т.е. от неизвестного значения  $(1-\alpha)$ , другими словами, от  $\alpha$ .

Величину естественного давления, Па, от охлаждения воды в приборе, используя формулу (IV.38), можно записать так:

$$\Delta p_e = \frac{\rho_{70^\circ} - \rho_{95^\circ}}{95 - 70} \frac{\Delta t_{\text{под}}}{2} 0,5 g = \frac{15,89}{25} \frac{\Delta t_{\text{под}}}{2} 0,5 \cdot 9,8$$

или

$$\Delta p_e = 6,25 \frac{\Delta t_{\text{под}}}{2} 0,5 = 1,57 \Delta t_{\text{под}}, \quad (\text{V.30})$$

где 0,5 — расстояние между центрами пробок радиатора, м;

$\Delta t_{\text{под}}$  — перепад температур в радиаторе, град.

Начертим кривую суммарных значений  $\sum \zeta_{\text{зам}}$ , например для стояка  $d_3 = 27$  мм; замыкающего участка  $d_1 = 21,25$  мм и подводок  $d_2 = 21,25$  мм.

Сначала примем  $\Delta p_e = 0$ , т.е. рассмотрим работу данного элемента системы на холодной воде; в этом случае уравнение (V.28) примет вид:

$$\sum \zeta_2 \left( \frac{d_3}{d_2} \right)^4 \left( \frac{\alpha}{2} \right)^2 = \zeta_{\text{зам}} - 1. \quad (\text{V.31})$$

Обозначив  $\zeta_{\text{зам}} - 1 = \theta$ , зависимость  $\theta$  от  $\alpha$  получим в виде парабол.

Заметим, что с увеличением отношения  $\frac{Q_{зам}}{Q_{ст}}$  от нуля до единицы значения  $\alpha$  будут меняться от единицы до нуля.

Если длину каждой подводки примем  $l_2 = 1,5$  м и  $\xi_{кр} = 2$ , тогда в соответствии с уравнением (V.25) получим:

$$\Delta p_2 = \frac{w_3^2}{2} \rho + (0,5 + 2 \cdot 1,5 \cdot 1,75 + 5) \frac{w_2^2}{2} \rho,$$

где  $\frac{\lambda}{d} = 1,75$  — приведенный коэффициент трения на 1 м для трубы  $d_2 = 20$  мм.

Таким образом,

$$\Delta p_2 = \frac{w_3^2}{2} \rho + 10,75 \frac{w_2^2}{2} \rho.$$

На рис. V.7, а, б приведены параболы, отвечающие уравнению

$$\theta = \sum \xi_2 \left( \frac{d_2}{d_3} \right)^4 \left( \frac{\alpha}{2} \right)^2 = 10,75 \left( \frac{27}{21,25} \right)^4 \left( \frac{\alpha}{2} \right)^2;$$

$$\theta = 7\alpha^2.$$

Длину каждой подводки примем  $l_2 = 2,25$  м, тогда получим:

$$\theta = \sum \xi_2 \left( \frac{d_2}{d_3} \right)^4 \left( \frac{\alpha}{2} \right)^2 = 13,4 \cdot 2,605 \frac{\alpha^2}{2} = 8,725 \alpha^2$$

и т. д.

При длине каждой подводки  $l_2 = 0,75$  м получим:

$$\theta = 8,12 \cdot 2,605 \left( \frac{\alpha}{2} \right)^2 = 5,3 \alpha^2.$$

Рассмотрим случай, когда отопительные приборы находятся по одну сторону стояка (см. рис. V.6, б). Тогда в подводки поступает вода в количестве  $G_2 = G_{ст\alpha}$ .

При длине каждой подводки  $l_2 = 0,75$  м получим уравнение параболы

$$\theta = \sum \xi_2 \left( \frac{d_2}{d_3} \right)^4 \alpha^2 = 8,12 \cdot 2,605 \alpha^2 = 21,2 \alpha^2 = 4 \cdot 5,3 \alpha^2.$$

Иначе говоря, при том же коэффициенте затекания  $\alpha$  при одностороннем присоединении отопительных приборов ординаты  $\theta$  будут в 4 раза больше тех же ординат при двухстороннем присоединении приборов.

Для различных типов этажестояков на рис. V.8, а, б даны другие кривые теоретических коэффициентов местных сопротивлений замыкающих участков и указаны параболы, отвечающие различным длинам подводок, при значениях  $\alpha$  от 0 до 1.

Подводки длиной 1,5 м назовем подводками номинальной длины, соответствующие им параболы начертим жирными линиями.

В точке встречи этих парабол с характеристикой замыкающего участка (также жирная линия) найдем искомую точку, отвечающую коэффициенту затекания  $\alpha$  при работе данного элемента трубопровода на холодной воде. Для подводок номинальной длины эта точка отмечена кружком.



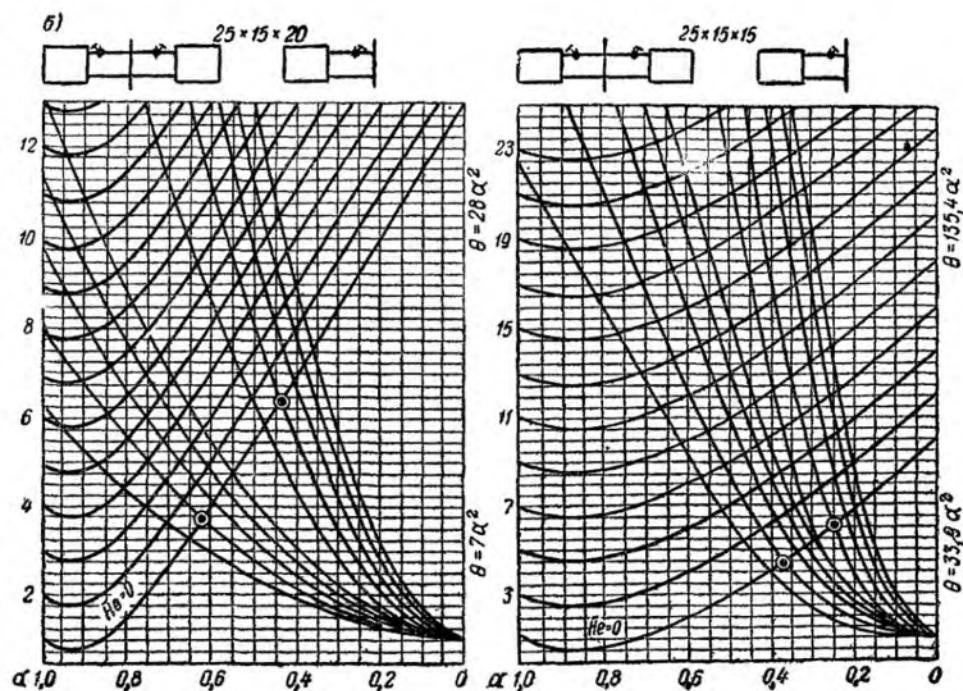
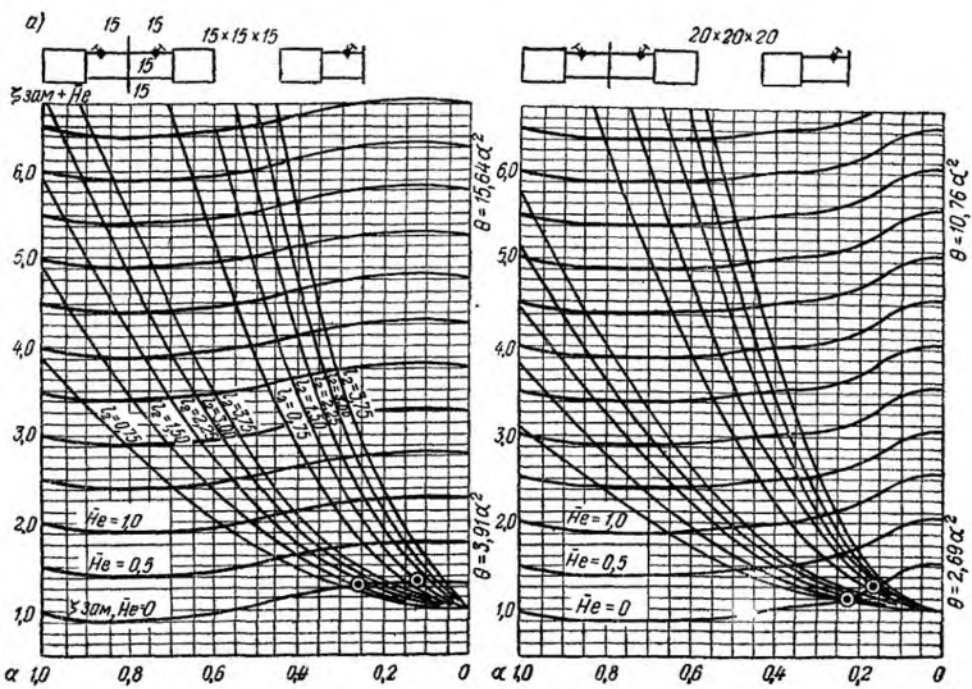


Рис. V.7. Зависимость коэффициента затекания воды в отопительный прибор от относительного естественного давления при охлаждении воды в приборе  $(\Delta p_e) = H_e$ .

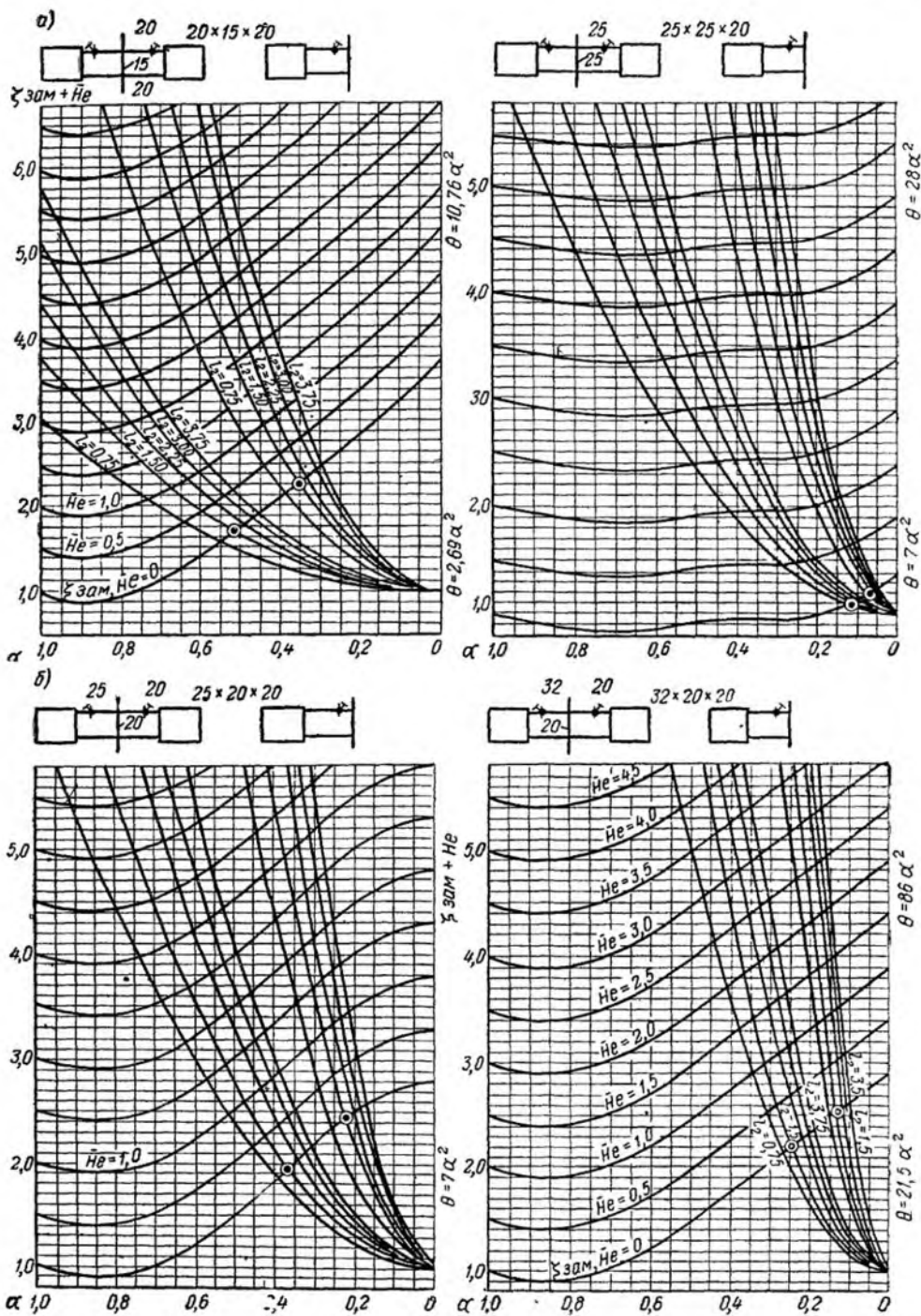


Рис. V.8. Зависимость коэффициента затекания воды в отопительный прибор от относительного естественного давления при охлаждении воды в приборе

Более крутые параболы показывают, что одностороннее присоединение отопительных приборов невыгодно, так как в этом случае коэффициент затекания  $\alpha$  значительно понижается.

Для того чтобы, не решая сложных уравнений, определить значения  $\alpha$  с учетом естественного давления от охлаждения воды в приборах, можно воспользоваться теми же характеристиками.

Откладываем по оси ординат относительные потери давления в замыкающем участке, сложенные с относительным естественным давлением, т. е. откладываем значения  $\zeta_{\text{зам}} + \Delta p_e$ , при этом принимаем различные значения  $\Delta p_e$ .

В точке пересечения характеристик подводок с суммарными характеристиками замыкающего участка и естественного давления получим искомые коэффициенты затекания для горячей воды.

Необходимо отметить, что коэффициент затекания можно получить в один прием только в том случае, если известна величина естественного давления, которая сама зависит от искомого коэффициента затекания.

Поэтому данные графики позволяют найти искомое значение  $\alpha$  только путем подбора.

Однако, пользуясь несколько перестроенными графиками, можно определить  $\alpha$  в один прием.

Пусть к каждому этажестояку присоединено по два прибора (см. рис. V.6, а).

Естественное давление от охлаждения воды в отопительном приборе при расстоянии между центрами пробок радиатора 0,5 м равно:

$$\Delta p_e = 1,57 \Delta t_{\text{под}} = 1,57 \frac{Q_2}{G_{2c}} = 1,57 \frac{Q_2}{c G_{\text{ст}} \frac{\alpha}{2}} = \frac{3,14 Q_2}{c G_{\text{ст}} \alpha};$$

при этом масса воды, циркулирующей в стояке, составит:

$$G_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{ст}}}{(95 - 70) c} = \frac{Q_{\text{ст}}}{25c}. \quad (\text{V.32})$$

Примем условно, что на каждом отдельном этаже тепловая мощность отопительных приборов одинакова; тогда тепловая мощность приборов, Вт, установленных на одном этаже:

$$Q_{\text{эт}} = \frac{Q_{\text{ст}}}{N}.$$

где  $N$  — число этажей здания.

В таком случае

$$\Delta p_e = \frac{3,14 \cdot 0,5 Q_{\text{эт}} \cdot 25}{Q_{\text{ст}} \alpha} = \frac{39,3 Q_{\text{эт}}}{Q_{\text{ст}} \alpha} = \frac{39,3}{N \alpha}. \quad (\text{V.33})$$

Ту же зависимость можно получить иначе.

При перепаде температур  $t_{\text{гор}} - t_{\text{обер}} = 97 - 70 = 25$  град в системах с замыкающими участками перепад температуры воды в подводках будет:

$$\Delta t_{\text{под}} \approx \frac{25}{N \alpha}.$$

Следовательно, естественное давление от охлаждения воды в отопительном приборе

$$\Delta p_e = 1,57 \Delta t_{\text{под}} = \frac{39,3}{N \alpha}, \quad (\text{V.35})$$

т. е. получаем то же значение, что и в уравнении (V.33).

Если разделим  $\Delta p_e$  на величину динамического давления, отвечающего скорости воды в стояке  $p_{\text{дз}}$ , то получим относительное естественное давление

$$\bar{\Delta p}_e = \frac{\Delta p_e}{p_{\text{дз}}} = \frac{39,3}{N \alpha p_{\text{дз}}}. \quad (\text{V.36})$$

Отсюда можно определить динамическое давление, Па, воды в стояке:

$$p_{\text{дз}} = \frac{39,3}{N \alpha \bar{\Delta p}_e}. \quad (\text{V.37})$$

Зная, что значение  $p_{\text{дз}}$  равно  $\frac{w_3^2}{2} \rho$ , найдем соответствующую скорость в стояке  $w_3$ , м/с.

Рассмотрим, например, этажестояк диаметром  $20 \times 15 \times 20$  мм с подводками номинальной длины (по 1,5 м).

На рис. V.8, а примем различные значения:  $\alpha = 0,9; 0,8; 0,75 \dots$ , до того значения  $\alpha$ , при котором характеристики  $\Delta p_e = 0$ , т. е. до того минимального значения  $\alpha = 0,515$ , при котором радиатор работает на холодной воде.

Принятым значениям  $\alpha$  для данного этажестояка отвечают значения  $\bar{\Delta p}_e = 2,35; 1,8; 1,5$  и т. д.; например, при  $\Delta t = 25^\circ$  для  $N = 4$  получим:

$$p_{\text{дз}} = \frac{39,3}{\bar{\Delta p}_e \alpha N} = \frac{39,3}{2,35 \cdot 0,9 \cdot 4} = 4,66 = \frac{w_3^2}{2} \rho,$$

откуда  $w_3 = 0,1$  м/с.

Таким же путем для  $\alpha = 0,8$  найдем:  $p_{\text{дз}} = 7,03$  Па и  $w_3 = 0,12$  м/с и т. д.

Сравнение теоретических коэффициентов затекания холодной и горячей воды в отопительные приборы с опытными данными, полученными ЛО ВОДГЕО при двухстороннем присоединении радиаторов «Гамма» № 1 (по 12 секций) приведено на рис. V.9 и V.10.

При расчете было принято, что вода в замыкающих участках не остывает.

Таким образом, при работе радиаторов на горячей воде с увеличением скорости воды в стояке коэффициент затекания воды уменьшается.

В малых кольцах циркуляции вертикальных однотрубных систем с верхней разводкой естественное давление от остывания воды в радиаторах действует в сторону движения воды, а в системах с нижней разводкой — против движения воды. Во втором случае сопротивление водяного тракта через радиатор больше, чем в первом. Для обоих случаев справедливо равенство

$$\xi_{\text{зам}} = \xi_{\text{пр}} \pm \bar{\Delta p}_e. \quad (\text{V.38})$$

На рис. V.11 приводятся графики для определения коэффициента затекания воды  $\alpha$  в радиаторы вертикальных однотрубных систем отоп-

ления с осевыми замыкающими участками и кранами двойной регулировки как с верхней, так и с нижней разводкой подающих магистралей. Эти графики применимы также и для систем с П-образными стояками, т. е. для систем с нижней разводкой подающих и обратных магистралей. В этом случае восходящие ветви П-образных стояков рассматриваются как стояки с нижней разводкой, а нисходящие — как стояки с верхней разводкой подающей магистрали. Ниже рассматривается случай одностороннего присоединения радиаторов к стоякам.

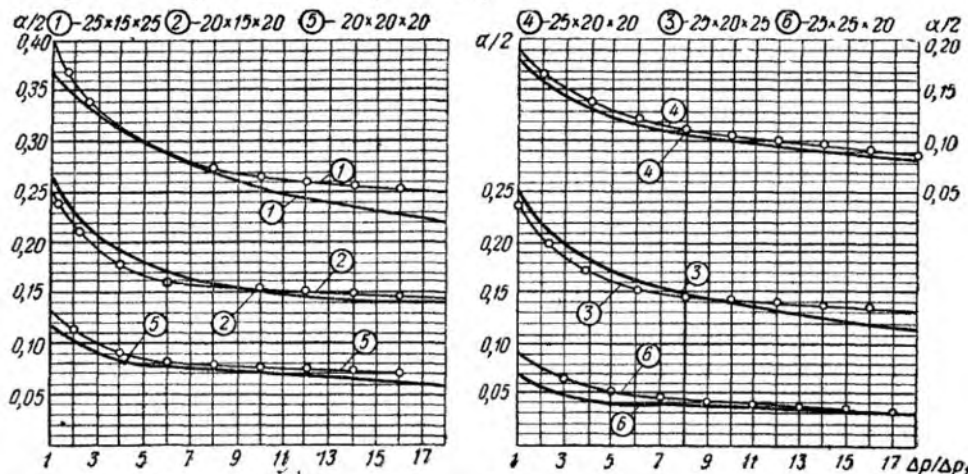


Рис V.9. Сравнение теоретических данных с данными опытных определений коэффициента затекания холодной воды (— теоретические данные, — о — опытные результаты)

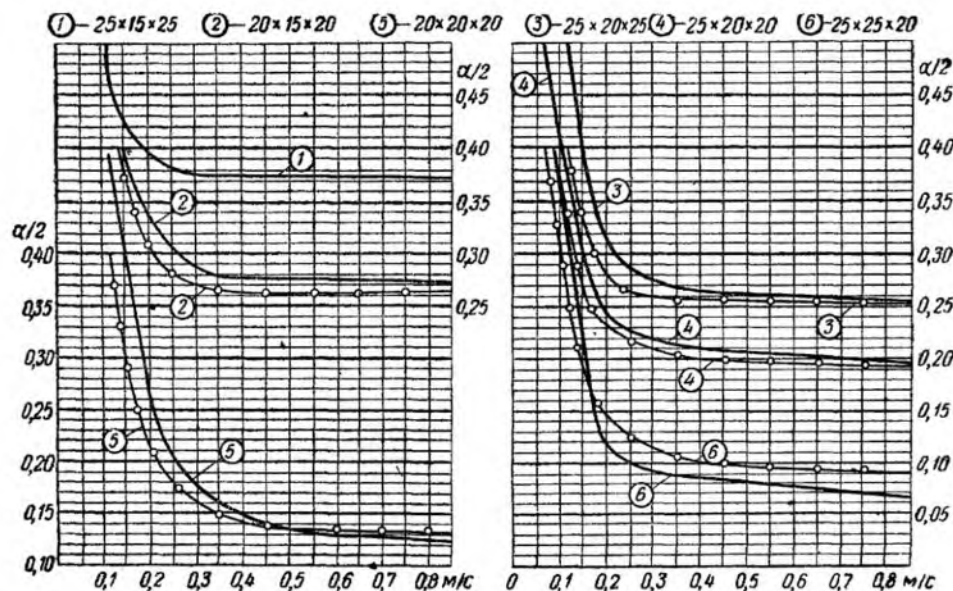


Рис V.10. Сравнение теоретических данных с данными опытных определений коэффициента затекания горячей воды (— теоретические данные; — о — опытные результаты)



При вычислении  $\zeta_{з.у}$  монтажная высота радиатора была принята равной 0,5 м. При вычислении  $\zeta_{пр}$  длина каждой подводки была принята постоянной и равной 0,5 м; коэффициенты местного сопротивления: крана двойной регулировки с условным диаметром 15 мм  $\zeta_{кр}=4$ , для других

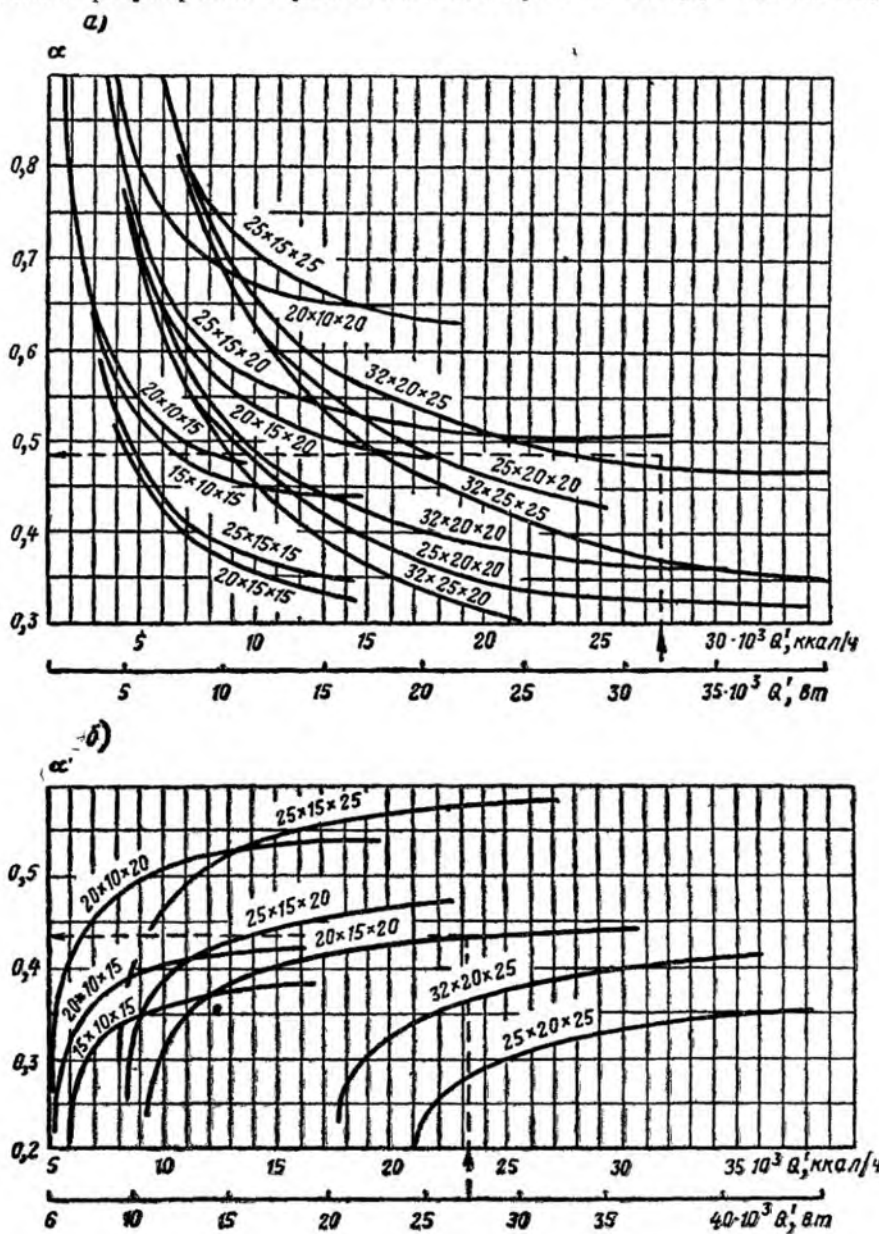


Рис. V.11. Определение коэффициента затекания воды  $\alpha$  в радиаторы вертикальных однотрубных систем отопления с осевыми замыкающими участками и односторонним присоединением радиаторов к стоякам,  $\Delta t = 95 - 70 = 25^\circ \text{C}$

а — с верхней разводкой подающих магистралей, б — с нижней разводкой подающих магистралей

диаметров  $\zeta_{кр}=2$ ; каждой утки (всего две)  $\zeta_y=0,5$ ; радиатора при  $d_{под}=15$  мм  $\zeta_{пр}=1,6$ ; при  $d_{под}\geq 20$  мм  $\zeta_{пр}=1,2$ . Принятые значения  $\zeta$  крана двойной регулировки, утки и радиатора отнесены к скорости воды в подводке  $w_{пр}=w_2$ , в то время как в равенстве (V.38) они отнесены к скорости воды в стояке  $w_{ст}=w_3$ .

Цифры, характеризующие типы этажестояков на графиках, означают: первая цифра — условный диаметр стояка, вторая — замыкающего участка, третья — подводок, мм.

При построении графиков в качестве независимой переменной принята величина

$$Q' = Q_{пр} \sqrt{\left(\frac{Q_{ст}}{Q_{пр}}\right)^3} = Q_{пр} \sqrt{m^3}, \quad (V.39)$$

где  $Q_{ст}$  — тепловая нагрузка стояка, Вт;

$Q_{пр}$  — тепловая нагрузка рассчитываемого прибора, Вт.

Анализ формул и графиков для систем с нижней разводкой показывает, что функция  $\alpha=f(Q'_{пр})$  или  $\alpha=f(Q')$  двузначна, т. е. одному значению  $Q_{пр}$  или  $Q'$  соответствуют два значения  $\alpha$ , причем одно из них (меньшее) характеризует процесс опрокинутой циркуляции воды в радиаторах. На графиках левые крайние точки соответствуют тем значениям  $\alpha$ , которые являются границей между расчетной и опрокинутой циркуляцией.

При пользовании графиками для верхней и нижней разводов следует иметь в виду, что для расчетных значений  $\alpha$ , лежащих за пределами графиков вправо, коэффициенты затекания  $\alpha$  принимаются равными коэффициентам, соответствующим правым крайним точкам этих графиков<sup>1</sup>.

**Пример V 2.** Дана суммарная тепловая нагрузка П-образного стояка в пятиэтажном жилом доме  $Q_{ст}=9000$  Вт; тип стояка  $20\times 15\times 20$  мм

Требуется определить коэффициент затекания воды в радиатор на восходящей ветви, расчетная теплопередача которого  $Q_{пр}=1000$  Вт.

*Решение*

$$\frac{Q_{ст}}{Q_{пр}} = \frac{9000}{1000} = 9.$$

Далее вычисляем  $Q'$ :

$$Q' = Q_{пр} \left(\frac{Q_{ст}}{Q_{пр}}\right)^{3/2} = 1000 \sqrt{9^3} = 27\,000 \text{ Вт.}$$

По графику для стояка  $20\times 15\times 20$  мм (рис. V.11, б) находим 0,437 (на рисунке показано пунктиром).

**Пример V.3.** Для тех же условий, что и в предыдущем примере, требуется определить коэффициент затекания воды в радиатор на нисходящей ветви, расчетная теплопередача которого  $Q_{пр}=700$  Вт.

*Решение*

$$\frac{Q_{ст}}{Q_{пр}} = \frac{9000}{700} = 12,86 \text{ и}$$

$$Q' = 700 \sqrt{12,86^3} = 32\,200 \text{ Вт.}$$

<sup>1</sup> При вычислении  $Q'$  для П-образных стояков тепловая нагрузка стояка  $Q_{ст}$  берется для восходящей и нисходящей ветвей суммарная.

Так как значение  $Q'$  лежит за пределами графика, для стояка  $20 \times 15 \times 20$  мм принимаем минимальное значение  $\alpha$ , соответствующее правой крайней точке графика:  $\alpha = 0,48$  (на рис. V.11 показано пунктиром).

### § 53. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Расходуемое в системе давление, Па, должно быть меньше расчетного циркуляционного давления, определяемого по формуле IV.50, на 10%, т. е.

$$\Sigma(Rl + Z) = 0,9\Delta p_p, \quad (V.40)$$

где  $l$  — длина участков наиболее невыгодного циркуляционного кольца теплопроводов, м;  
 $R$  — удельная линейная потеря давления от трения (по длине 1 м трубы) на соответствующих участках, Па/м;  
 $Z$  — потеря давления на местные сопротивления на тех же участках, Па.

Искусственное давление  $\Delta p_{\text{ис}}$ , создаваемое насосом, принимается: а) для зависимых систем отопления, присоединяемых к тепловым сетям через элеваторы или смесительные насосы, исходя из располагаемой разности давления на вводе и коэффициента смешения; б) для независимых систем отопления, присоединяемых к тепловым сетям через теплообменники или к котельным без перспективы присоединения к тепловым сетям, исходя из предельно допустимой скорости движения воды в теплопроводах (по табл. IV.1), возможности увязки потери давления в циркуляционных кольцах систем и технико-экономических расчетов.

Ориентируясь на величину средней удельной линейной потери давления  $R_{\text{ср}}$ , сначала определяют предварительные, а затем (с учетом потери на местные сопротивления) окончательные диаметры теплопроводов.

Расчет теплопроводов начинают с основного наиболее неблагоприятного циркуляционного кольца, которым следует считать:

а) в насосной системе с тупиковым движением воды в магистралях — кольцо через наиболее нагруженный и отдаленный от теплового пункта стояк;

б) в насосной системе с попутным движением воды — кольцо через средний наиболее нагруженный стояк;

в) в гравитационной системе — кольцо, у которого в зависимости от располагаемого циркуляционного давления, значение  $R_{\text{ср}}$  будет наименьшим.

Средняя ориентировочная величина линейной потери давления в теплопроводах расчетного циркуляционного кольца определяется по формуле

$$R_{\text{ср}} = \frac{(1 - k)\Delta p_p}{\Sigma l}. \quad (V.41)$$

где  $k$  — коэффициент, учитывающий долю потери давления на местные сопротивления от общей величины расчетного циркуляционного давления; для систем отопления с естественной циркуляцией  $k = 0,5$ , для систем отопления с искусственной циркуляцией  $k = 0,35$ ;

$\Sigma l$  — общая длина последовательно соединенных участков расчетного кольца, м.