

В. А. КОСТРЮКОВ

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПО ОТОПЛЕНИЮ И ВЕНТИЛЯЦИИ

ЧАСТЬ I ОТОПЛЕНИЕ

ВТОРОЕ ИЗДАНИЕ ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Д о п у щ е н о

*Управлением кадров и учебных заведений
Госмонтажспецстроя СССР
в качестве учебного пособия для техникумов*



ИЗДАТЕЛЬСТВО ЛИТЕРАТУРЫ ПО СТРОИТЕЛЬСТВУ

Москва — 1964

Сборник примеров расчета по отоплению представляет собой первую часть учебного пособия по предмету «Отопление и вентиляция», рассчитанного на учащихся техникумов по специальности «Санитарно-технические устройства зданий». Приведены примеры определения сопротивления теплопередаче ограждений, теплотерь отапливаемых помещений, а также расчета и конструирования элементов различных систем отопления, которые могут встретиться в практике курсового и дипломного проектирования.

Большое внимание уделено вопросам расчета водяных систем отопления с учетом выделения тепла трубопроводами и по методу переменных перепадов температур.

Книга может быть полезна также для студентов высших учебных заведений, специализирующихся в области тепло-газоснабжения, и для инженеров-проектировщиков того же профиля.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Книга представляет собой учебное пособие по предмету «Отопление и вентиляция» для учащихся техникумов по специальности «Санитарно-технические устройства зданий».

На конкретных примерах в книге рассматриваются вопросы определения коэффициентов сопротивления теплопередаче ограждений, теплотерия зданиями, расчета и конструирования водяных и паровых систем отопления и их элементов.

В начале каждой главы приводятся формулы, на которых основывается решение примеров, и дается краткий пояснительный текст, что в значительной степени облегчит читателю понимание излагаемого в примерах материала.

При составлении книги автор всячески избегал дублирования материала, имеющегося в учебниках. Поэтому учащийся встретит в ней много формул и справочных данных, отсутствующих в учебниках.

Большое внимание уделено вопросам расчета водяных систем отопления с учетом попутного охлаждения воды в трубопроводах. Приведены примеры подсчета теплотерия зданиями с учетом выделения тепла оборудованием и расчета систем отопления по методу переменных перепадов температур. Даны решения задач на распределение воды в узлах систем по методу гидравлической постоянной, подробно изложен гидравлический расчет паровых систем отопления низкого и высокого давления. Показан способ расчета оборудования тепловых вводов, компенсаторов, дроссельных шайб, конденсаторов высокого давления и т. п.

В книге приведены наиболее характерные случаи проектирования систем отопления. Примеры расчета по воздушному отоплению включены во вторую часть книги — «Вентиляция».

Во втором издании в книгу внесены некоторые изменения и дополнения с учетом новейших данных в области теории и практики техники отопления. В отдельных примерах уточнены расчеты, пересмотрена методика изложения.

О СИСТЕМАХ ЕДИНИЦ

До сих пор в основу расчетов в отоплении была положена техническая система единиц с основными единицами: метр, килограмм-сила и секунда (система МКГСС), установленная стандартом ГОСТ 7664—61, а также внесистемные единицы: *об/мин* для измерения угловой скорости, *мм рт. ст.*, *мм вод. ст.*, техническая атмосфера для измерения давления, единица теплоты — килокалория и др.

С 1 января 1963 г. в СССР введена новая Международная система единиц, обозначаемая сокращенно СИ. Согласно ГОСТ 9867—61 эта

«международная система единиц должна применяться как предпочтительная во всех областях науки, техники и народного хозяйства, а также при преподавании».

Однако, учитывая, что во всей изданной до сих пор и издаваемой технической литературе, а также в справочниках, таблицах, диаграммах, номограммах и во всех действующих нормах проектирования, которыми пользуются учащиеся при изучении курса отопления, принята система МКГСС и внесистемные единицы, автор с целью облегчения пользования книгой излагает в ней расчеты в этих же единицах.

Приведенные в приложении соотношения единиц международной системы СИ с единицами других применяемых в технике систем дают возможность перейти от системы единиц МКГСС к системе СИ, если в этом возникнет необходимость.

Глава I

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИИ ЗДАНИЙ

§ 1. РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ И СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ

Термическое сопротивление многослойного ограждения определяется по формуле

$$\Sigma R = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} = R_1 + R_2 + \dots + R_n \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C/ккал.} \quad (1)$$

Сопротивление теплопередаче многослойного ограждения — по формуле

$$R_0 = R_{\text{в}} + \Sigma R + R_{\text{н}} + R_0^{\text{тр}} \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C/ккал}, \quad (2)$$

где

δ — толщина материального слоя в м;
 λ — коэффициент теплопроводности материала в ккал/м ч $^\circ\text{C}$;

$\frac{\delta_1}{\lambda_1}, \frac{\delta_2}{\lambda_2}, \dots$ или $R_1, R_2, \dots$ — термические сопротивления отдельных материальных слоев, входящих в многослойное ограждение;

$R_{\text{в}}$ — сопротивление тепловосприятию у внутренней поверхности ограждения в м $^2\text{ч}^\circ\text{C/ккал}$;

$R_{\text{н}}$ — сопротивление теплоотдаче у наружной поверхности в м $^2\text{ч}^\circ\text{C/ккал}$;

$R_0^{\text{тр}}$ — минимальная величина сопротивления теплопередаче ограждения, определяемая по формуле (6).

Для внутренних поверхностей стен, полов, а также для гладких или со слабовыступающими и редкорасположенными ребрами потолков $R_{\text{в}}=0,133$. Для поверхностей, выходящих на чердак, $R_{\text{н}}=0,143$, для поверхностей над холодными подвалами или подпольями $R_{\text{н}}=0,2$, для остальных случаев $R_{\text{н}}=0,05$.

Термическое сопротивление ограждений, неоднородных по материалу в направлениях, перпендикулярном и параллельном тепловому потоку, определяется по формуле

$$R = \frac{R_1 + 2R_2}{3}, \quad (3)$$

где $R_{\parallel}$ — термическое сопротивление ограждения, определяемое по приведенной ниже формуле (4), в результате разрезания ограждения плоскостями, параллельными направлению теплового потока, на участки, различные в теплотехническом отношении:

$$R_{\parallel} = \frac{\frac{F_I + F_{II} + \dots}{F_I} + \frac{F_{II}}{F_{II}} + \dots}{\frac{R_I}{R_I} + \frac{R_{II}}{R_{II}} + \dots}, \quad (4)$$

R_I, R_{II} — термические сопротивления отдельных участков, определяемые по формуле (1);

F_I, F_{II} — площади отдельных участков, на которые разрезано ограждение, в m^2 ;

$R_{\perp}$ — термическое сопротивление всего ограждения, равное сумме термических сопротивлений отдельных слоев этого ограждения, полученных в результате разрезания его плоскостями, перпендикулярными к направлению теплового потока.

При выборе плоскостей разрезов для определения $R_{\perp}$ нужно иметь в виду, чтобы в смежные сечения входили различные по материалу слои ограждения. Если в разрез, перпендикулярный к тепловому потоку, попадает слой из неоднородного материала, то термическое сопротивление этого слоя определяется из отношения $\frac{\delta}{\lambda_{\text{ср}}}$, где δ — толщина слоя, считая в направлении, перпендикулярном к плоскости разреза, в м.

$$\lambda_{\text{ср}} = \frac{\lambda_1 l_1 + \lambda_2 l_2 + \dots + \lambda_n l_n}{l_1 + l_2 + \dots + l_n} \text{ ккал/м ч } ^\circ\text{C}, \quad (5)$$

где λ_1, λ_2 — коэффициенты теплопроводности материалов, входящих в рассматриваемый слой;

l_1, l_2 — длины участков, входящих в рассматриваемый слой, в м.

Разница между значениями $R_{\parallel}$ и $R_{\perp}$ не должна превосходить 25%.

Если величина $R_{\parallel}$ превышает величину $R_{\perp}$ более чем на 25%, а также если ограждение имеет выступы в плане, то формулой (3) пользоваться нельзя. В этих случаях R определяется по расчету температурного поля. Минимальная величина сопротивления теплопередаче наружного ограждения определяется по формуле

$$R_o^{\text{тр}} = \frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) nb}{\Delta t^{\text{н}}} R_{\text{в}} \text{ м}^2 \text{ ч град/ккал} \quad (6)$$

где $t_{\text{в}}^*$ — расчетная температура внутреннего воздуха, принимаемая по нормам проектирования соответствующих зданий;

$t_{\text{н}}$ — расчетная зимняя температура наружного воздуха, которая принимается в зависимости от степени массивности наружных ограждений:

а) средняя температура наиболее холодной пятидневки — для массивных ограждений;

б) средняя температура наиболее холодных суток — для легких ограждений;

в) средняя из двух температур, указанных в пунктах «а» и «б», — для ограждений средней массивности;

$\Delta t^{\text{н}}$ — нормируемая разность температур воздуха помещения и внутренней поверхности ограждения;

n — коэффициент, учитывающий положение наружной поверхности ограждения по отношению к наружному воздуху;

* В книге температура t принята в градусах Цельсия

b — коэффициент качества теплоизоляции наружного ограждения. Значения коэффициента теплоизоляции принимаются:

а) для наружных ограждений, утепленных материалами, которые подвержены уплотнению, деформации или усадке независимо от их объемного веса, $b=1,2$;

б) для наружных ограждений, утепленных материалами с объемным весом менее 400 кг/м^3 (за исключением материалов, указанных в пункте «а»), $b=1,1$;

в) для всех прочих наружных ограждений $b=1$.

Значения n и Δt^n приведены в СНиП II-A.7-62 «Строительная теплотехника», а в СНиП II-A.6-62 «Строительная климатология и геофизика» даны значения t_n . Для полов Δt^n надлежит принимать равным $2,5^\circ\text{C}$.

Если в производственных помещениях с относительной влажностью $\varphi > 60\%$ не допускается конденсация влаги на внутренних поверхностях ограждений, то Δt^n определяется по следующим формулам: для наружных стен

$$\Delta t^n = t_n - \tau_p;$$

для бесчердачных покрытий и чердачных перекрытий

$$\Delta t^n = t_n - \tau_p - 1^\circ\text{C},$$

где τ_p — точка росы, т. е. температура, при которой происходит конденсация водяных паров, содержащихся в воздухе.

$$\varphi = \frac{e}{e_n} 100\%, \quad (7)$$

где e — упругость водяных паров, находящихся в воздухе при данной температуре, в мм рт. ст.;

e_n — упругость водяных паров, насыщающих воздух при той же температуре, в мм рт. ст.

Значения e_n в мм рт. ст. при барометрическом давлении 755 мм рт. ст. и температурах насыщения 4— 27°C приведены в табл. 1.

Таблица 1

t	e_n	t	e_n	t	e_n	t	e_n	t	e_n	t	e_n	t	e_n	t	e_n
1	6,1	7	7,51	10	9,21	13	11,23	16	13,63	19	16,48	22	19,83	25	23,76
5	6,54	8	8,05	11	9,84	14	11,99	17	14,53	20	17,54	23	21,07	26	25,2
6	7,01	9	8,61	12	10,52	15	12,79	18	15,48	21	18,65	24	22,38	27	26,74

Для наружных ограждений производственных помещений с большими тепловыделениями, а также в некоторых других случаях (см. СНиП II-A.7-62) Δt^n , а следовательно, R_o^{Tp} , не нормируется и ограждения назначаются по конструктивным соображениям.

Степень массивности наружных ограждающих конструкций зависит от характеристики их тепловой инерции D , которая определяется по формуле

$$D = R_1 s_1 + R_2 s_2 + \dots + R_n s_n, \quad (8)$$

где $R_1, R_2, \dots, R_n$ — термические сопротивления материалов отдельных слоев ограждения;

$s_1, s_2, \dots, s_n$ — коэффициенты теплоусвоения материалов слоев при периоде колебаний теплового потока $Z=24$ ч.

$$S = 0,51 \sqrt{\lambda c \gamma} \text{ ккал/м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C}, \quad (8a)$$

где c — удельная теплоемкость материала в $\text{ккал/кг } ^\circ\text{C}$;

λ — коэффициент теплопроводности в $\text{ккал/м ч } ^\circ\text{C}$;

γ — объемный вес материала в кг/м^3 .

Наружные ограждения считаются: легкими при $0 < D < 4$; средней массивности при $4,1 \leq D < 7$; массивными при $D > 7,1$.

Следует иметь в виду, что покрытия и перекрытия относятся обычно к разряду легких. Для перекрытий над подвалами и подпольями независимо от массивности конструкции расчетная температура принимается равной средней температуре самой холодной пятидневки.

Температура в любой точке ограждения определяется

$$t_x = t_v - k(t_v - t_n) \Sigma R_x = t_v - \frac{t_v - t_n}{R_0} \Sigma R_x, \quad (9)$$

где t_v и t_n — расчетные внутренняя и наружная температуры воздуха в $^\circ\text{C}$;

k — коэффициент теплопередачи ограждения в $\text{ккал/м}^2 \text{ч } ^\circ\text{C}$,

R_0 — сопротивление теплопередаче ограждения в $\text{м}^2 \text{ч } ^\circ\text{C/ккал}$;

ΣR_x — сумма термических сопротивлений, пройденных тепловым потоком в ограждении до точки x , в которой определяется температура.

Во избежание конденсации водяных паров на внутренних поверхностях наружных ограждений требуется, чтобы их температура была выше точки росы. Наиболее неблагоприятными в отношении конденсации водяных паров являются наружные углы стен,

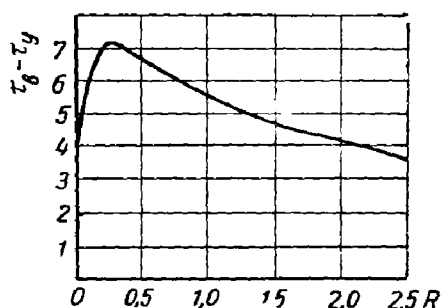


Рис. 1

температура внутренней поверхности которых τ_y всегда ниже температуры внутренней поверхности стен. Изображенный на рис. 1 график, составленный д-ром техн. наук К. Ф. Фокиным¹, выражает зависимость между термическим сопротивлением R стены и разностью температур внутренней поверхности стены и угла $\tau_v - \tau_y$. Зная R и τ_v , можно, пользуясь графиком, определить температуру внутренней поверхности наружных углов стен.

Так как график составлен для разности температур $t_v - t_n = 40^\circ\text{C}$. для других значений $t_v - t_n$ необходимо делать пересчет по формуле

$$\tau_v - \tau_y = (\tau_v - \tau_y)' \frac{t_v - t_n}{40}, \quad (10)$$

где $(\tau_v - \tau_y)'$ — разность температур, взятая по графику.

При наличии в наружных ограждающих конструкциях более теплопроводных включений (колонны, балки и т. д.) необходимо проверять температуру τ_v внутренней поверхности этих включений, если на ней не допускается конденсация водяных паров:

¹ К. Ф. Фокин, Строительная теплотехника ограждающих частей зданий Госстройиздат, 1954.

$$\tau'_B = t_B - \frac{R'_0 + \eta (R_0 - R'_0)}{R'_0 R_0} R_B (t_B - t_H) - \tau_p, \quad (11)$$

где R'_0 — сопротивление теплопередаче ограждения в месте более теплопроводного включения в $\text{м}^2\text{°C/ккал}$;

R_0 — сопротивление теплопередаче остальной части ограждения в $\text{м}^2\text{°C/ккал}$;

η — коэффициент, значения которого даны в СНиП II-A.7-62, табл. 10.

Наружные ограждающие конструкции жилых и общественных зданий (больниц, поликлиник, детских яслей-садов и школ) следует проверять на теплоустойчивость в зимних условиях по формуле

$$\psi = \frac{R_0}{R_B + \frac{m}{Y_B}} \quad (12)$$

где m — коэффициент неравномерности теплоотдачи отопительных приборов;

Y_B — коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности ограждения в $\text{ккал/м}^2\text{°C}$ (определяется по формулам, приведенным в СНиП II-A.7-62 и в учебниках по отоплению и строительной теплотехнике);

ψ — коэффициент теплоустойчивости.

Значения ψ при температуре наиболее холодной пятидневки должны быть не менее: 3,5 — при $t_H = -10^\circ\text{C}$; 4,5 — при $t_H = -20^\circ\text{C}$; 5,5 — при $t_H = -30^\circ\text{C}$; 6,5 — при $t_H = -40^\circ\text{C}$.

Кроме того, наружные ограждения жилых и перечисленных выше общественных зданий, расположенных в южных районах с температурами наружного воздуха, равными $+25^\circ\text{C}$ и выше, в 13-й самый жаркий месяц следует проверять на воздействие солнечной радиации.

В особых случаях наружные ограждения проверяют также на воздухо- и паропроницаемость.

§ 2. ПРИМЕРЫ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ЗДАНИЙ

Пример 1. Наружные стены здания, возводимого в районе Вологды, запроектированы из бетонных камней размерами $390 \times 190 \times 188 \text{ мм}$ ($\lambda = 0,69$) с наружной и внутренней штукатуркой. Определить сопротивление теплопередаче R_0 и коэффициент теплопередачи k стены, если относительная влажность воздуха помещений в период их эксплуатации должна находиться в пределах 50—60%.

Коэффициенты теплопроводности отдельных слоев стены следующие:

- 1) внутренняя штукатурка $\delta_1 = 0,02 \text{ м}$, $\lambda_1 = 0,7$;
- 2) кладка из камней толщиной $1\frac{1}{2}$ камня $\lambda_2 = 0,69$;
- 3) наружная штукатурка $\delta_3 = 0,02 \text{ м}$, $\lambda_3 = 0,75$.

Решение. По карте (СНиП II-A.7-62) находим, что Вологда расположена в нормальной зоне влажности. Влажностный режим помещений нормальный. При этих условиях эксплуатации здания значения коэффициентов теплопроводности штукатурки принимаются по графе Б, табл. 1 СНиП II-A.7-62.

Определяем толщину кладки

$$\delta_2 = 0,39 + 0,19 + 0,01 = 0,59 \text{ м},$$

где 0,39 — длина камня в м;
0,19 — ширина камня в м;
0,01 — толщина шва в м.

Согласно формуле (2) сопротивление теплопередаче стены составляет

$$R_o = R_v + R_1 + R_2 + R_3 + R_n,$$

где $R_v = 0,133$ и $R_n = 0,05$.

Термические сопротивления отдельных слоев стены:

1) внутренняя штукатурка

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0,02}{0,7} = 0,029;$$

2) кладка

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0,59}{0,69} = 0,855;$$

3) наружная штукатурка

$$R_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_3} = \frac{0,02}{0,75} = 0,027.$$

Откуда

$$R_o = 0,133 + 0,029 + 0,855 + 0,027 + 0,05 = \\ = 1,094 \approx 1,1 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С/ккал}.$$

Коэффициент теплопередачи стены

$$k = \frac{1}{R_o} = \frac{1}{1,094} = 0,91 \text{ ккал/м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С}.$$

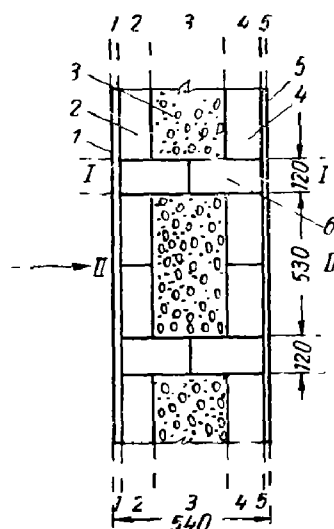


Рис. 2

Пример 2. Определить сопротивление теплопередаче стены с колодцевой кладкой, возводимой в районе с нормальным влажностным режимом и относительной влажностью $\varphi = 50 \div 60\%$.

Горизонтальный разрез стенового блока показан на рис. 2.

Коэффициенты теплопроводности отдельных слоев стены следующие:

1) внутренняя штукатурка $\delta_1 = 0,015$ м, $\lambda_1 = 0,7$;

2) кладка из глиняного обожженного кирпича на тяжелом растворе $\delta_2 = 0,12$ м, $\lambda_2 = 0,7$;

3) заполнитель из легкого бетона $\delta_3 = 0,27$ м, $\lambda_3 = 0,45$;

4) кладка из глиняного обожженного кирпича $\delta_4 = 0,12$ м, $\lambda_4 = 0,7$;

5) наружная штукатурка $\delta_5 = 0,015$ м, $\lambda_5 = 0,75$;

6) поперечная вертикальная стенка $\delta_6 = 0,51$ м, $\lambda_6 = 0,7$;

Решение. Так как конструкция стены по высоте не изменяется, а по длине кладка повторяется через каждые $2\frac{1}{2}$ кирпича, то в качестве расчетной поверхности стены берем участок длиной 0,65 м и высотой 1 м.

Расчетная площадь стены составит $F = 0,65 \text{ м}^2$.

Длина участка определится следующим образом:

$$l = 0,25 \cdot 2 + 0,12 + 0,01 \cdot 3 = 0,65 \text{ м},$$

где 2 — количество кирпичей;

0,12 — толщина поперечной вертикальной стенки в м;

3 — количество швов.

А. Расчет параллельно тепловому потоку. Плоскостями, параллельными направлению теплового потока, разрезаем стену на два разнородных по конструкции участка.

Участок I — сплошная стена с двусторонней штукатуркой.

Термическое сопротивление стены на этом участке определяется по формуле (1)

$$R_I = \frac{0,015}{0,7} + \frac{0,51}{0,7} + \frac{0,015}{0,75} = 0,77 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С/ккал}.$$

Площадь участка $F_I = 0,12 \cdot 1 = 0,12 \text{ м}^2$.

Участок II — две кирпичные стенки, легкий бетон и двусторонняя штукатурка

$$R_{II} = \frac{0,015}{0,7} + \frac{0,12}{0,7} + \frac{0,27}{0,45} + \frac{0,12}{0,7} + \frac{0,015}{0,75} = 0,983.$$

Площадь участка $F_{II} = 0,53 \cdot 1 = 0,53 \text{ м}^2$.

По формуле (4) определяем среднее термическое сопротивление I и II участков стены

$$R_{II} = \frac{\frac{F_I + F_{II}}{R_I + \frac{F_{II}}{R_{II}}}}{\frac{F_I}{R_I} + \frac{F_{II}}{R_{II}}} = \frac{0,12 + 0,53}{\frac{0,12}{0,77} + \frac{0,53}{0,983}} = 0,94 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С/ккал}.$$

Б. Расчет перпендикулярно тепловому потоку. Разрезаем стену на пять слоев плоскостями, перпендикулярными к направлению теплового потока, и определяем термическое сопротивление каждого слоя:

1-й слой — внутренняя штукатурка

$$R_1 = \frac{0,015}{0,7} = 0,021;$$

2-й слой — кирпичная стенка

$$R_2 = \frac{0,12}{0,7} = 0,171;$$

3-й слой — легкий бетон и кирпичная стенка.

Для 3-го слоя по формуле (5) определяем предварительно средний коэффициент теплопроводности

$$\lambda_{cp} = \frac{\lambda_3 l_3 + \lambda_6 l_6}{l_3 + l_6} = \frac{0,45 \cdot 0,53 + 0,7 \cdot 0,12}{0,53 + 0,12} = 0,495 \text{ ккал/м ч } ^\circ\text{С}.$$

Обозначим термическое сопротивление 3-го слоя через R_3 , тогда

$$R_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_{cp}} = \frac{0,27}{0,495} = 0,546;$$

4-й слой — тот же, что и 2-й, поэтому $R_4 = 0,171$;

5-й слой — наружная штукатурка, для которой $R_5 = \frac{0,015}{0,75} = 0,02$.

По формуле (1) определяем термическое сопротивление всех слоев

$$B_{\perp} = 0,021 + 0,171 + 0,546 + 0,171 + 0,02 = 0,929 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С/ккал}.$$

Разница между значениями R и $R_{\perp}$ составляет $0,6\% < 25\%$.

Действительное термическое сопротивление стены определяется по формуле

$$R = \frac{R_{\parallel} + 2R_{\perp}}{3} = \frac{0,94 + 2 \cdot 0,929}{3} = 0,933 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С/ккал}.$$

Сопротивление теплопередаче составляет

$$R_0 = R_b + R + R_n = 0,133 + 0,933 + 0,05 = 1,116 \approx 1,12 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С/ккал}.$$

Пример 3. Определить минимальную в теплотехническом отношении толщину наружной стены жилого дома, возводимого в районе Харькова. Стена из трепельного кирпича, с обеих сторон оштукатуренная

Решение. Харьков расположен в сухой зоне территории СССР (см. карту в СНиП II-A.7-62). Относительная влажность в жилых зданиях равна 50—60%. Поэтому значение λ находим по графе А, табл. 1 СНиП II-A.7-62.

Примем толщину кладки 1,5 кирпича, что составляет 0,38 м.

Выписываем из табл. 1 СНиП II-A.7-62 значения λ , c и γ материалов стены:

1) внутренняя штукатурка $\delta_1 = 0,015 \text{ м}$, $\lambda_1 = 0,6 \text{ ккал/м ч } ^\circ\text{С}$, $c_1 = 0,2 \text{ ккал/кг } ^\circ\text{С}$, $\gamma_1 = 1600 \text{ кг/м}^3$;

2) кладка из трепельного кирпича $\delta_2 = 0,38$, $\lambda_2 = 0,4$, $c_2 = 0,21$, $\gamma_2 = 1200$;

3) наружная штукатурка $\delta_3 = 0,015$, $\lambda_3 = 0,6$, $c_3 = 0,2$, $\gamma_3 = 1700$.

Термические сопротивления материальных слоев стены:

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0,015}{0,6} = 0,025 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С/ккал};$$

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0,38}{0,4} = 0,95 \quad \text{»}$$

$$R_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_3} = \frac{0,015}{0,6} = 0,025 \quad \text{»}$$

По формуле (8а) находим коэффициенты теплоусвоения материальных слоев стены:

$$s_1 = 0,51 \sqrt{0,6 \cdot 0,2 \cdot 1600} = 7,05 \text{ ккал/м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С};$$

$$s_2 = 0,51 \sqrt{0,4 \cdot 0,21 \cdot 1200} = 5,1 \quad \text{»}$$

$$s_3 = 0,51 \sqrt{0,6 \cdot 0,2 \cdot 1700} = 7,29 \quad \text{»}$$

По формуле (8) определяем характеристику тепловой инерции

$$D = 0,025 \cdot 7,05 + 0,95 \cdot 5,1 + 0,025 \cdot 7,29 = 5,21 > 4,1, H_0 < 7,1.$$

Следовательно, стена средней массивности

В СНиП II-A.6-62 находим средние температуры:

наиболее холодной пятидневки $t_1 = -23^\circ\text{С}$;

наиболее холодных суток $t_2 = -28^\circ\text{С}$.

Расчетная зимняя температура для ограждений средней массивности

$$t_n = \frac{23 + 28}{2} = -25,5 \text{ С}.$$

Для наружной стены жилого дома: $\Delta t^n = 6^\circ\text{С}$, $n = 1$, $b = 1$, $t_b = 18^\circ\text{С}$, $R_b = 0,133$, $R_n = 0,05$.

По формуле (6) определяем требуемое сопротивление теплопередаче стены

$$R_o^{TP} = \frac{[18 - (-25,5)] \cdot 1 \cdot 1}{6} \cdot 0,133 = 0,964 \text{ м}^2 \text{ и } \text{С/ккал}.$$

Фактическое сопротивление теплопередаче стены по формуле (2)

$$R_o^{\Phi} = R_b + R_1 + R_2 + R_3 + R_n = 0,133 + 0,025 + \\ + 0,95 + 0,025 + 0,05 = 1,183 > R_o^{TP} \text{ на } 22,8\%.$$

Если толщину кладки принять равной одному кирпичу, то R_o^{Φ} будет меньше R_o^{TP} .

Отсюда следует, что толщиной кладки задались правильно.

Задачу можно решить иначе, задаваясь не толщиной кладки, а степенью массивности стены.

Это делается следующим образом. Предположив, что стена относится к конструкциям средней массивности, находим расчетную температуру ($t_n = -25,5^{\circ}\text{C}$) и R_o^{TP} , равное $0,964 \text{ м}^2 \text{ и } \text{С/ккал}$.

По формуле (2) минимальное значение термического сопротивления кладки

$$R_2 = R_o^{TP} - (R_b + R_1 + R_3 + R_n) = \\ = 0,964 - (0,133 + 0,025 + 0,025 + 0,05) = 0,731.$$

Но так как $R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2}$, то $\delta_2 = 0,731 \cdot 0,4 = 0,292 \text{ м}$.

Толщина кладки в один кирпич составляет $0,25 \text{ м}$, т. е. $< 0,292 \text{ м}$. Поэтому принимаем толщину кладки $1\frac{1}{2}$ кирпича, что составляет $0,38 \text{ м}$.

$$R_2^{\Phi} = \frac{0,38}{0,4} = 0,95.$$

Получили тот же результат.

Найдя по формуле (2) фактическое сопротивление теплопередаче стены ($R_o^{\Phi} = 1,183$), проверяем тем же приемом правильность предположения, что стена относится к ограждениям средней массивности, для чего определяем S_1, S_2, S_3 и D .

По формуле (12) проверяем стену на теплоустойчивость. $R_n = 0,133$, $R_o = 1,183$, для центрального отопления $m = 0,1$. Чтобы найти Y_b , нужно знать, в каком материальном слое характеристика тепловой инерции становится равной или больше единицы (считая по ходу теплового потока).

Для 1-го слоя (внутренней штукатурки) $D_1 - R_1 s_1 = 0,025 \cdot 7,05 = 0,176 < 1$. Но так как для двух слоев $D_1 + D_2 = 0,176 + 0,95 \cdot 5,1 > 1$, то Y_b следует определять по формуле (СНиП II-4.7-62).

$$Y_p = \frac{R_1 s_1^2 + s_2}{1 + R_1 s_2} \\ R_1 = 0,025, \quad s_1 = 7,05, \quad s_2 = 5,1. \\ Y_b = \frac{0,025 \cdot 7,05^2 + 5,1}{1 + 0,025 \cdot 5,1} = 5,64. \\ \psi = \frac{1,183}{0,133 - \frac{0,1}{5,64}} = 7,9 \quad 4,8,$$

где $4,8$ — нормируемое значение ψ , определенное путем интерполяции для средней температуры наиболее холодной пятидневки в Харькове.

Пример 4. По данным примера 3 проверить наружную стену жилого дома на воздействие солнечной радиации.

Решение. Средняя температура наружного воздуха в 13 ч самого жаркого месяца для Харькова равна 25,1°C, что больше 24°C. Следовательно, проверку надо производить. Для этого необходимо определить величину затухания колебания температуры наружного воздуха в ограждающей конструкции ν , которая представляет собой отношение амплитуды суточного колебания температуры наружного воздуха (с учетом солнечной радиации) к амплитуде колебания температуры внутренней поверхности ограждения

$$\nu = 0,9 e^{\frac{D}{\sqrt{2}}} \frac{(s_1 + \alpha_n)(s_2 + Y_1) \dots (s_n + Y_{n-1})(\alpha_n + Y_n)}{(s_1 + Y_1)(s_2 + Y_2) \dots (s_n + Y_n) \alpha_n}$$

где e — основание натурального логарифма;
 D — характеристика тепловой инерции ограждения, определяемая по формуле (8);
 $s_1, s_2, \dots, s_n$ — коэффициенты теплоусвоения материалов отдельных слоев ограждения, определяемые по формуле (8а).
 α_n и α_n — коэффициенты тепловосприимчивости и теплоотдачи;
 $\alpha_n = 7,5$ (см. табл. 5 СНиП II-A.7-62); при расчетах на воздействие солнечной радиации α_n определяется по формуле

$$\alpha_n = 3 + 10 \sqrt{v},$$

где v — расчетная скорость ветра в летний период.

Для Харькова принимаем $v = 2,2$ м/сек (СНиП II-A.6-62), тогда

$$\alpha_n = 3 + 10 \sqrt{2,2} = 17,9.$$

Y_1, Y_2, Y_n — коэффициенты теплоусвоения наружных поверхностей отдельных слоев ограждения в ккал/м² ч°C.

Y определяется в зависимости от характеристики тепловой инерции D каждого отдельно взятого материального слоя, входящего в состав ограждения, и равной

$$D = R s.$$

Из примера 3 выписываем значения R и s :

$$R_1 = 0,025; \quad s_1 = 7,05; \quad D_1 = 0,025 \cdot 7,05 = 0,176$$

$$R_2 = 0,95; \quad s_2 = 5,1; \quad D_2 = 0,95 \cdot 5,1 = 4,85$$

$$R_3 = 0,025; \quad s_3 = 7,29; \quad D_3 = 0,025 \cdot 7,29 = 0,182$$

$$D = 5,21$$

Нумерация индексов всех буквенных обозначений ведется от внутренней поверхности ограждения к наружной.

При определении Y следует иметь в виду: для любого материального слоя при $D \geq 1$ $Y = s$, т. е. коэффициенту теплоусвоения данного слоя.

Если для первого материального слоя $D_1 < 1$, то Y_1 для него определяется по формуле

$$Y_1 = \frac{R_1 s_1^2 + \alpha_n}{1 + R_1 \alpha_n}$$

Для любого n -го слоя при $D_n < 1$

$$Y_n = \frac{R_n s_n^2 + Y_{n-1}}{1 + R_n Y_{n-1}}.$$

1-й слой. Так как $D_1 < 1$, то

$$Y_1 = \frac{R_1 s_1^2 + \alpha_b}{1 + R_1 \alpha_b} = \frac{0,025 \cdot 7,05^2 + 7,5}{1 + 0,025 \cdot 7,5} = 7,36.$$

2-й слой. $D_2 > 1$. $Y_2 = s_2 = 5,1$.

3-й слой. $D_3 < 1$.

$$Y_3 = \frac{R_3 s_3^2 + Y_2}{1 + R_3 Y_2} = \frac{0,025 \cdot 7,29^2 + 5,1}{1 + 0,025 \cdot 5,1} = 5,7;$$

$$\gamma = 0,9e^{\frac{5,21}{\sqrt{2}}} \frac{(7,05 + 7,5) (5,1 + 7,36) (7,29 + 5,1) (17,9 + 5,7)}{(7,05 + 7,36) (5,1 + 5,1) (7,29 + 5,7) 17,9} = 54.$$

Согласно табл. 12 СНиП II-A.7-62 для наружных стен, ориентированных на юг, восток или запад, значение γ должно быть не менее 15 при расчетной летней температуре наружного воздуха от 25 до 29°C.

Это требование в нашем примере соблюдено.

Пример 5. Определить толщину утеплителя для многослойного железобетонного покрытия с рулонной кровлей, разрез которого показан на рис. 3. Покрытие предназначено для промышленного цеха с относительной влажностью $\phi = 55\%$, $t_b = +16^\circ\text{C}$. Место строительства Кострома.

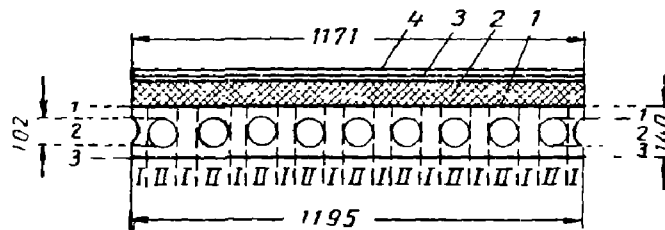


Рис. 3

Решение. Покрытие относим к числу легких ограждений, для которого $t_n = -33^\circ\text{C}$. Так как Кострома располагается в зоне с нормальной влажностью, то при определении λ и s материальных слоев покрытия цеха с $\phi = 55\%$ нужно пользоваться графой Б табл. 1 СНиП II-A.7-62.

Коэффициенты теплопроводности λ , теплоусвоения s и термические сопротивления R отдельных слоев покрытия:

1) железобетонная многослойная панель $\delta_1 = 0,14$ м, $\lambda_1 = 1,4$, $s_1 = 13,4$, $R_1 = 0,1$;

2) пенобетон $\lambda_2 = 0,12$, $s_2 = 1,58$;

3) асфальтовая стяжка $\delta_3 = 0,015$ м, $\lambda_3 = 0,65$, $s_3 = 11$, $R_3 = 0,023$;

4) водоизоляционный ковер $\delta_4 = 0,01$, $\lambda_4 = 0,15$, $s_4 = 4,05$, $R_4 = 0,067$.

По данным СНиП II-A.7-62, $R_b = 0,133$, $R_n = 0,05$, $\Delta t^n = 7^\circ\text{C}$, $n = 1$, $b = 1$.

По формуле (6) требуемое сопротивление теплопередаче составляет

$$R_o^{тр} = \frac{[16 - (-33)] 1 \cdot 1}{7} 0,133 = 0,931.$$

Затем определяем термическое сопротивление железобетонной панели. Берем участок панели длиной 1 м. Круглые отверстия $d = 102$ мм заменяем эквивалентными им по площади квадратными отверстиями.

Площадь одного отверстия

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = 0,785 \cdot 0,102^2 = 0,00817 \text{ м}^2.$$

Сторона эквивалентного по площади квадрата

$$a = \sqrt{0,00817} = 0,0905 \text{ м.}$$

Средняя ширина панели $\frac{1,171+1,195}{2} = 1,183 \text{ м.}$

А. Расчет параллельно тепловому потоку. Разрезаем панель плоскостями, параллельными направлению теплового потока, на различные в теплотехническом отношении участки I и II.

Участок I — железобетонная стенка.

Средняя ширина панели составляет 1,183 м, сторона квадрата 0,0905 м, число отверстий 9.

Общая длина участков I по ширине панели

$$l_1 = 1,183 - 0,0905 \cdot 9 = 0,369 \text{ м.}$$

Общая площадь участков I

$$F_1 = 0,369 \cdot 1 = 0,369 \text{ м}^2.$$

Толщина панели $\delta = 0,14 \text{ м.}$

$$R_1 = \frac{0,14}{1,4} = 0,1.$$

Участок II — железобетонные стенки с пустотами (воздушными прослойками).

Эквивалентная толщина воздушных прослоек $a = 0,0905 \approx 0,09 \text{ м.}$ По табл. 7 СНиП II-A.7-62 находим термическое сопротивление воздушной прослойки $R_{в.п} = 0,21 \text{ м}^2 \text{ ч}^\circ\text{С/ккал.}$ Толщина панели 0,14 м.

Термическое сопротивление железобетонных стенок

$$R = \frac{0,14 - 0,09}{1,4} = 0,036.$$

Общее термическое сопротивление стенок и пустот

$$R_{II} = 0,21 - 0,036 = 0,246 \text{ м}^2 \text{ ч}^\circ\text{С/ккал.}$$

Общая площадь участков II

$$F_{II} = 0,0905 \cdot 9 \cdot 1 = 0,814 \text{ м}^2.$$

По формуле (4) находим:

$$R_{\Sigma} = \frac{\frac{0,369 + 0,814}{0,369} + \frac{0,814}{0,246}}{\frac{0,369}{0,1} + \frac{0,814}{0,246}} = 0,169 \text{ м}^2 \text{ ч}^\circ\text{С/ккал.}$$

Б. Расчет перпендикулярно тепловому потоку. Разрезаем панель плоскостями, перпендикулярными к направлению теплового потока, на три слоя, причем 1-й и 3-й слои совершенно одинаковы по толщине и материалу (железобетонные).

Общая условная толщина 1-го и 3-го слоев

$$\delta = 0,14 - 0,09 = 0,05 \text{ м.}$$

Термическое сопротивление 1-го и 3-го слоев

$$R_1 + R_3 = \frac{0,05}{1,4} = 0,036.$$

Слой 2-й представляет собой воздушные прослойки с бетонными перемычками. Так как в перемычках отсутствует арматура, то коэффи-

коэффициент их теплопроводности принимаем не 1,4, а 1,25 (как для бетона на гравии и каменном щебне).

Прежде чем определять R 2-го слоя, нужно найти его средний коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{ср}}$.

Эквивалентный коэффициент теплопроводности воздуха в пустотах

$$\lambda_a = \frac{a}{R_{\text{в.п}}} = \frac{0,09}{0,21} = 0,429 \text{ ккал/м}^2 \text{ и } ^\circ\text{С}.$$

По формуле (5)

$$\lambda_{\text{ср}} = \frac{\lambda_1 l_1 + \lambda_2 l_2}{l_1 + l_2} = \frac{0,429 \cdot 0,814 + 1,25 \cdot 0,369}{0,814 + 0,369} = 0,68.$$

Среднее термическое сопротивление 2-го слоя

$$R_2 = \frac{0,09}{0,68} = 0,132.$$

Термическое сопротивление всех трех слоев

$$R_{\perp} = 0,036 + 0,132 = 0,168 \text{ м}^2 \text{ и } ^\circ\text{С/ккал}.$$

Разница между $R_{\parallel}$ и $R_{\perp}$ равна нулю.

Термическое сопротивление панели по формуле (3)

$$R = \frac{0,169 + 2 \cdot 0,168}{3} = 0,168 \text{ м}^2 \text{ и } ^\circ\text{С/ккал}.$$

Минимальное термическое сопротивление пенобетона

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0,931 - (0,133 + 0,168 + 0,023 + 0,067 + 0,05) = 0,49.$$

Толщина утеплителя $\delta_2 = R_2 \cdot \lambda_2 = 0,49 \cdot 0,12 = 0,058 \text{ м} \approx 60 \text{ мм}$.

$$D = 0,1 \cdot 13,4 + \frac{0,06}{0,12} 1,58 + 0,023 \cdot 11 + 0,067 \cdot 4,05 = 2,65 < 4,1.$$

Следовательно, покрытие как легкое ограждение принято правильно.

Пример 6. Определить толщину шлаковой засыпки в перекрытии над неотапливаемым подвалом общественного здания при $t_{\text{в}} = +16^\circ\text{С}$ и $\phi = 50\%$. Подвал имеет окна.

Место строительства — район г. Днепропетровска.

Коэффициенты теплопроводности материальных слоев перекрытия, определенные по графе А табл. 1 СНиП II-A.7-62:

1) железобетонная плита $\delta_1 = 0,07 \text{ м}$, $\lambda_1 = 1,2$, $R_1 = 0,053$;

2) топливный шлак с $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$, $\lambda_2 = 0,2$;

3) цементная стяжка $\delta_3 = 0,02 \text{ м}$, $\lambda_3 = 0,65$, $R_3 = 0,031$;

4) линолеум с $\gamma = 1350 \text{ кг/м}^3$, $\delta_4 = 0,04 \text{ м}$, $\lambda_4 = 0,2$, $R_4 = 0,2$.

Решение. Для пола $R_{\text{в}} = 0,133$, $R_{\text{н}} = 0,2$, $\Delta t'' = 2,5^\circ\text{С}$, $b = 1$.

Для перекрытий над неотапливаемыми подвалами с окнами $n = 0,6$.

Для перекрытий над подвалами и подпольями расчетная зимняя температура наружного воздуха независимо от степени массивности ограждения принимается равной средней температуре наиболее холодной пятидневки. В нашем примере при $t_{\text{н}} = -21^\circ\text{С}$.

$$R_0^{\text{тр}} = \frac{[16 - (-21)]1 \cdot 0,6}{2,5} 0,133 = 1,18 \text{ м}^2 \text{ и } ^\circ\text{С ккал}.$$

Минимальное термическое сопротивление шлаковой засыпки

$$R_2 = R_0^{\text{тр}} - (R_{\text{н}} + R_1 + R_3 + R_4 + R_{\text{в}}) = 1,18 - (0,2 + 0,053 + 0,031 + 0,2 + 0,133) = 0,563 \text{ м}^2 \text{ и } ^\circ\text{С/ккал}.$$

Толщина засыпки

$$\delta_2 = R_2 \lambda_2 = 0,563 \cdot 0,2 = 0,113 \text{ м} \approx 12 \text{ см.}$$

Пример 7. Определить толщину утеплителя для покрытия цеха, строящегося во Владимире. Тепловыделения в цехе незначительны. $t_{\text{в}} = 16^\circ\text{C}$, $\varphi < 50\%$. Коэффициенты теплопроводности λ и теплоусвоения s отдельных слоев покрытия, определенные по графе А табл. 1. СНиП II-A.7-62:

- 1) железобетонный настил $\delta_1 = 0,025 \text{ м}$, $\lambda_1 = 1,2$, $s_1 = 12,5$;
- 2) утеплитель из минераловатных плит на битумной связке $\lambda_2 = 0,08$, $s_2 = 1,23$;
- 3) выравнивающий слой из асфальта $\delta_3 = 0,015 \text{ м}$, $\lambda_3 = 0,65$, $s_3 = 11$;
- 4) водоизоляционный ковер, состоящий из одного слоя рубероида и двух слоев пергамина на мастике: $\delta_4 = 0,01 \text{ м}$, $\lambda_4 = 0,15$, $s_4 = 4,05$.

Решение. $R_{\text{в}} = 0,133$, $R_{\text{н}} = 0,05$, $\Delta t^{\text{н}} = 8^\circ\text{C}$, $n = 1$, $b = 1,2$.

Так как покрытия обычно относятся к числу легких ограждений, $t_{\text{н}}$ принимаем равной -32°C , т. е. средней температуре наиболее холодных суток.

$$R_0^{\text{тр}} = \frac{[16 - (-32)] \cdot 1 \cdot 1,2}{8} \cdot 0,133 = 0,958 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C/ккал.}$$

Термические сопротивления:

1) железобетонного настила $R_1 = \frac{0,025}{1,2} = 0,021$;

2) асфальта $R_3 = \frac{0,015}{0,65} = 0,023$;

3) водоизоляционного ковра $R_4 = \frac{0,01}{0,15} = 0,067$.

Минимальное термическое сопротивление минераловатной плиты по формуле (2)

$$R_2 = R_0^{\text{тр}} - (R_{\text{в}} + R_1 + R_3 + R_4 + R_{\text{н}}) = 0,958 - (0,133 + 0,021 + 0,023 + 0,067 + 0,05) = 0,664 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C/ккал.}$$

Требуемая толщина минераловатной плиты δ_2 определяется по формуле

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2}$$

откуда $\delta_2 = 0,664 \cdot 0,08 = 0,053 \text{ м}$.

Принимаем толщину плит равной 60 мм. Тогда $R_2^{\text{ф}} = \frac{0,06}{0,08} = 0,75$.

Проверяем степень массивности покрытия по формуле (8)

$$D = 0,021 \cdot 12,5 + 0,75 \cdot 1,23 + 0,023 \cdot 11 + 0,067 \cdot 4,05 = 1,71.$$

Так как $D < 4,1$, предположение, что конструкция покрытия относится к числу легких, оказалось правильным.

Пример 8. Построить график распределения температур и найти их нулевую точку в стене, собранной из крупных железобетонных панелей. Конструкция стены показана на рис. 4; $t_{\text{в}} = +18^\circ\text{C}$, $t_{\text{н}} = -28^\circ\text{C}$.

Коэффициенты теплопроводности и термические сопротивления отдельных слоев стены:

1) гипсовые плиты $\delta_1 = 0,1 \text{ м}$, $\lambda_1 = 0,35$, $R_1 = 0,286$;

2) слой раствора $\delta_2 = 0,01 \text{ м}$, $\lambda_2 = 0,8$, $R_2 = 0,012$;

3) пенобетон $\delta_3 = 0,22 \text{ м}$, $\lambda_3 = 0,35$, $R_3 = 0,629$;

4) железобетонная плита $\delta_4 = 0,05 \text{ м}$, $\lambda_4 = 1,4$, $R_4 = 0,036$.

Решение. Общее сопротивление теплопередаче стены
 $R_0 = 0,133 + 0,286 + 0,012 + 0,629 + 0,035 + 0,05 = 1,146 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{С/ккал}.$

Температуру в любой точке ограждения находим по формуле (9).
 Температура внутренней поверхности стены

$$\tau_{\text{в}} = 18 - \frac{46}{1,146} \cdot 0,133 = +12,7 \text{ С}.$$

Температура на границах материальных слоев:

$$\text{1-го и 2-го } t_1 = 18 - \frac{46}{1,146} (0,133 + 0,286) = -1,2^\circ \text{С};$$

$$\text{2-го и 3-го } t_2 = 18 - \frac{46}{1,146} (0,133 + 0,286 + 0,012) = +0,7^\circ \text{С};$$

$$\begin{aligned} \text{3-го и 4-го } t_3 &= 18 - \frac{46}{1,146} (0,133 + 0,286 + 0,012 + 0,629) = \\ &= -24,6 \text{ С}. \end{aligned}$$

Температура наружной поверхности стены

$$\tau_{\text{н}} = 18 - \frac{46}{1,146} (0,133 + 0,286 + 0,012 + 0,629 + 0,035) = -26^\circ \text{С}.$$

Для построения графика распределения температур в толще стены на ее разрезе (см. рис. 4), вычерченном в определенном масштабе, проводим ось нулевых температур $O-O$. Затем от оси в любом масштабе (например, $1^\circ = 1 \text{ мм}$) откладываем по вертикали найденные значения температур на границах материальных слоев, соблюдая при этом правило: положительные температуры откладываются вверх, отрицательные — вниз. Соединив отрезками прямых нанесенные на чертеже точки, получаем ломаную линию, дающую графическое изображение падения температур в толще стены (рис. 4). Нулевая точка температур находится в слое пенобетона. Определим расстояние y от внутренней поверхности стены до точки x .

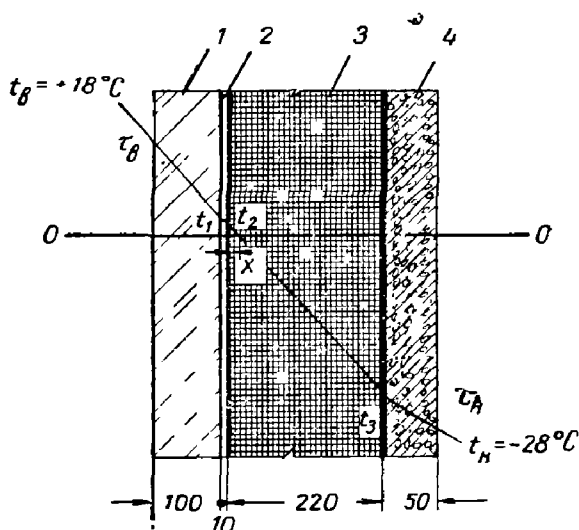


Рис. 4

Из подобия двух треугольников, образованных на графике осью $O-O$ и наклонной прямой t_2-t_3 , находим расстояние x от нулевой точки температур до второго материального слоя: $\frac{x}{220-x} = \frac{0,7}{24,6}$, откуда $x = 6,1 \text{ мм}.$

Расстояние нулевой точки от внутренней поверхности стены $y = 100 + 10 + 6,1 = 116,1 \text{ мм}.$

Пример 9. Какая минимальная температура внутренней поверхности стены может быть допущена для помещения, имеющего температуру воздуха $t_{\text{в}} = +20^\circ \text{С}$ и относительную влажность $\varphi = 55\%$?

Решение. Из табл. 1 находим упругость водяных паров, насыщающих воздух при $t_b = +20^\circ\text{C}$, $e_n = 17,54$ мм рт. ст.

При $\varphi = 55\%$ упругость водяных паров в воздухе помещения $e = 0,55 \cdot 17,54 = 9,65$ мм рт. ст.

Этому значению упругости в табл. 1 соответствует точка росы $\tau_p = 10,7^\circ\text{C}$.

Для гарантии против выпадения влаги на внутренней поверхности стены нужно, чтобы τ_b было более τ_p на $1-1,5^\circ\text{C}$.

Пример 10. В стеновых блоках из силикатного кирпича с $R_0 = 0,892$ м² ч С/ккал устроены ниши глубиной 120 мм для приборов отопления. Проверить внутреннюю поверхность ниши на конденсацию влаги, если $t_b = +18^\circ\text{C}$, $t_n = -22^\circ\text{C}$, относительная влажность помещения $\varphi_b = 60\%$.

Решение. Из табл. 1 при $t_b = +18^\circ\text{C}$ $e_n = 15,48$ мм рт. ст. При $\varphi = 60\%$ упругость водяных паров $e = 15,48 \cdot 0,6 = 9,29$ мм рт. ст., этой упругости соответствует (см. табл. 1) точка росы $\tau_p = 10,1^\circ\text{C}$. Для силикатного кирпича $\lambda = 0,75$ ккал/м ч $^\circ\text{C}$ приняты условия эксплуатации Б).

Сопротивление теплопередаче стены в месте устройства ниши

$$R_{01} = 0,892 - \frac{0,12}{0,75} = 0,732 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C/ккал}.$$

Температура внутренней поверхности ниши по формуле

$$\tau_b = 18 - \frac{18 - (-22)}{0,732} 0,133 = +10,7^\circ\text{C} > \tau_p.$$

Конденсации водяных паров на внутренней поверхности ниши не будет.

Пример 11. Определить для красильного цеха толщину наружной стены, если $t_b = +20^\circ\text{C}$, $\varphi_b = 70\%$, $t_n = -33^\circ\text{C}$, барометрическое давление $p_b = 745$ мм рт. ст. Цех строится в районе Тюмени. При расчете толщины стены учесть, что конденсация водяных паров на ее внутренней поверхности не допускается.

Коэффициенты теплопроводности, теплоусвоения и термические сопротивления отдельных слоев стены:

1) внутренняя цементно-песчаная штукатурка $\delta_1 = 0,02$ м, $\lambda_1 = 0,8$, $s_1 = 8,65$, $R_1 = 0,025$;

2) кладка из глиняного обожженного кирпича на тяжелом растворе $\lambda_2 = 0,7$, $s_2 = 8,3$.

Решение. Предположим, что ограждение является массивным. Тогда в качестве расчетной температуры отопления следует принимать среднюю температуру наиболее холодной пятидневки, т. е. $t_n = -33^\circ\text{C}$. $R_b = 0,133$, $R_n = 0,05$, $n = 1$, $b = 1$. При $\varphi > 60\%$ $\Delta t^n = t_b - \tau_p$.

Так как Δt^n в данном случае зависит от точки росы, нужно определить τ_p . Определяем по табл. 1 при $t_b = +20^\circ\text{C}$ и $\varphi = 100\%$ упругость водяного пара $e_n = 17,54$ мм рт. ст.

При относительной влажности воздуха в цехе $\varphi = 70\%$ упругость водяных паров

$$e = 0,7 \cdot 17,54 = 12,28 \text{ мм рт. ст.}$$

По той же табл. 1 путем интерполяции определяем температуру насыщения воздуха τ_p при $e = 12,28$ мм рт. ст.:

$$\tau_p = 14,4^\circ\text{C}, \Delta t^n = 20 - 14,4 = 5,6^\circ\text{C}.$$

По формуле (6) определяем величину требуемого сопротивления теплопередаче

$$R^{tr} = \frac{[20 - (-33)] 1 \cdot 1}{5,6} 0,133 = 1,26 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C/ккал}.$$

Минимальное термическое сопротивление кирпичной кладки

$$R_2 = R_0^{\text{TP}} - (R_b + R_1 + R_n) = \\ = 1,26 - (0,133 + 0,025 + 0,05) = 1,052 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C/ккал.}$$

Толщина кирпичной кладки

$$\delta_2 = R_2 \lambda_2 = 1,052 \cdot 0,7 = 0,737 \text{ м.}$$

Принимаем толщину стены в три кирпича.

Фактическая толщина кладки

$$\delta_2 = 0,25 \cdot 3 + 0,01 \cdot 2 = 0,77 \text{ м.}$$

Степень массивности стены определяем по формуле (8)

$$D = 0,025 \cdot 8,65 + \frac{0,77}{0,7} 8,3 = 9,35 > 7.$$

Следовательно, стена относится к числу ограждений большой массивности.

Пример 12. Проверить, не происходит ли конденсация водяных паров на внутренней поверхности наружного угла кирпичной стены помещения.

Сопротивление теплопередаче стены $R_0 = 1,1$, $R_b = 0,133$, $R_n = 0,05$, $t_b = +18^\circ\text{C}$, $t_n = -30^\circ\text{C}$, относительная влажность воздуха в помещении $\varphi = 50\%$.

Решение. Температура внутренней поверхности стены определяется по формуле (9)

$$\tau_b = 18 - \frac{[18 - (-30)] 0,133}{1,1} = 12,2 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Термическое сопротивление стены

$$R = 1,1 - (0,133 + 0,05) = 0,917 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C/ккал.}$$

Зная R , по графику (см. рис. 1) находим разность $(\tau_b - \tau_y)' = 5,4^\circ\text{C}$. Но так как кривая на графике построена для $t_b - t_n = 40^\circ\text{C}$, то при разности температур $[18 - (-30)] = 48^\circ\text{C}$ значение $\tau_b - \tau_y$ определится путем пересчета по формуле (10)

$$\tau_b - \tau_y = 5,4 \frac{48}{40} = 6,5 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Температура внутренней поверхности наружного угла

$$\tau_y = \tau_b - 6,5 = 12,2 - 6,5 = 5,7 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

При $t_b = +18^\circ\text{C}$ и $\varphi = 50\%$ точка росы $\tau_p = 7,7^\circ$. Получилось, что $\tau_y < \tau_p$. Поэтому если угол не будет утеплен, то на его внутренней поверхности при низких наружных температурах начнется конденсация водяных паров. Чтобы не было выпадения конденсата, требуется соблюсти следующее условие: $\tau_y > 7,7^\circ\text{C}$.

Определим температуру наружного воздуха, при которой может быть соблюдено это условие. Из формул (9) и (10)

$$\tau_b = t_b - \frac{t_b - t_n}{R_0} R_b = \tau_y + (\tau_b - \tau_y)' \frac{t_b - t_n}{40}.$$

Подставив значения t_b , R_0 $(\tau_b - \tau_y)' = 5,4$ и $\tau_y = 7,7$, получим

$$18 - \frac{18 - t_n}{1,1} 0,133 = 7,7 + 5,4 \frac{18 - t_n}{40}.$$

Решив уравнение, находим, что t_n должно быть выше -22°C

Чтобы избежать конденсации водяных паров при более низких температурах наружного воздуха, нужно утеплить угол. Это утепление может быть достигнуто путем устройства скоса внутренних поверхностей наружного угла, благодаря чему разность температур $\tau_v - \tau_y$ уменьшается приблизительно на 30%. В нашем случае при устройстве скоса будет $\tau_v - \tau_y = 6,5 \cdot 0,7 = 4,5^\circ\text{C}$, откуда $\tau_y = 12,2 - 4,5 = 7,7 = \tau_r$.

Другой способ утепления углов — установка в них стояков отопления или применение для кладки углов другого, менее теплопроводного материала или, наконец, устройство пилястр.

Пример 13. Проверить, не происходит ли конденсация водяных паров на внутренней поверхности наружной стены из силикатного кирпича толщиной 0,51 м ($\lambda = 0,75$) в месте заделки колонны. Параметры воздуха: $t_v = +16^\circ\text{C}$, $\varphi_v = 55\%$, $t_n = -27^\circ\text{C}$.

Решение. 1-й вариант. Колонна из стального двутавра № 26 (рис. 5, а).

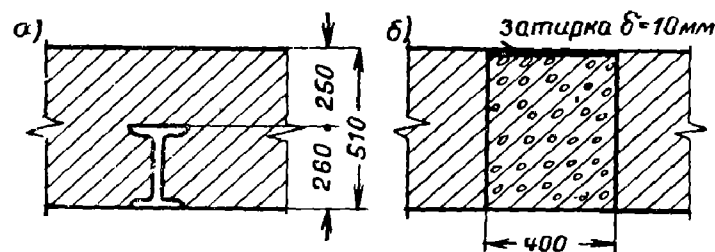


Рис. 5. Стена с заделкой колонны
а — из стального двутавра; б — из железобетона

Сопротивление теплопередаче в сечении $I—I$ (сплошная кладка)

$$R_0 = 0,133 + \frac{0,51}{0,75} + 0,05 = 0,863 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C/ккал}.$$

То же, в сечении $II—II$ (двутавр и кладка)

$$R'_0 = 0,133 + \frac{0,26}{50} + \frac{0,25}{0,75} + 0,05 = 0,523 \text{ м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C/ккал},$$

где 0,26 — высота сечения двутавра в м;

50 — коэффициент теплопроводности стали.

По формуле (9) определяем температуры внутренней поверхности стены:

в сечении $I—I$

$$\tau_1 = 16 - \frac{[16 - (-27)] 0,133}{0,863} = 9,4^\circ\text{C};$$

в сечении $II—II$

$$\tau_2 = 16 - \frac{[16 - (-27)] 0,133}{0,523} = 5,1^\circ\text{C}.$$

Так как колонна является теплопроводным включением ограждения, температура внутренней поверхности ее будет выше исчисленной по формуле (9). Для практических расчетов можно с достаточной точно-

стью¹ принимать температуру поверхности узкого стального каркаса как среднюю арифметическую температур τ_1 и τ_2 , т. е.

$$\tau'_2 = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} = \frac{9,4 + 5,1}{2} = 7,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Приемом, изложенным в примерах 9—11, по табл. 1 находим для $t_v = 16^\circ\text{C}$ и $\varphi_v = 55\%$ точку росы $\tau_p = 7^\circ\text{C} < 7,3$. Конденсации водяных паров на внутренней поверхности стальной колонны не будет.

2-й вариант. Колонна из железобетона сечением 500×400 мм (рис. 5,б).

По-прежнему $R_o = 0,863 \text{ м}^2\text{ч}^\circ\text{C/ккал}$.

$$R'_o = 0,133 + \frac{0,5}{1,4} + \frac{0,01}{0,8} + 0,05 = 0,553 \text{ м}^2\text{ч}^\circ\text{C/ккал}.$$

Из табл. 10 СНиП II-A.7-62 находим коэффициент $\eta = 0,87$. По формуле (11)

$$\begin{aligned} \tau'_v &= t_v - \frac{R'_o + \eta(R_o - R_o)}{R'_o R_o} R_v(\tau_v - \tau_n) = \\ &= 16 - \frac{0,553 + 0,87(0,863 - 0,553)}{0,553 \cdot 0,863} 0,133 [16 - (-27)] = 6,2 \text{ } ^\circ\text{C} < \tau_p. \end{aligned}$$

Ввиду того что величина τ'_v оказалась меньше τ_p , колонну следует утеплить (например, поставив пиястру).

¹ Главстройпроект. Теплотехнический расчет ограждающих конструкций зданий, серия Л-005, 1955.

Глава II

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОПOTЕРЬ И СОСТАВЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ БАЛАНСОВ ПОМЕЩЕНИЙ

§ 3. ОСНОВНЫЕ И ДОБАВОЧНЫЕ ТЕПЛОПOTЕРИ

Методика определения основных теплопотерь и расчетные формулы приводятся в учебниках по отоплению и в СНиП. Добавочные теплопотери предусматриваются нормами в виде надбавок в процентах к основным теплопотерям.

Количество холодного воздуха, врывающегося в помещение при длительном открывании дверей, определяется расчетным путем.

В производственных зданиях количество инфильтрующегося воздуха через неплотности притворов окон, дверей, ворот и створок фонарей определяется по формуле

$$G = \Sigma (G_1 l) \text{ кг/ч,} \quad (13)$$

где l — длина щелей в м;

G_1 — количество воздуха в кг/ч, инфильтрующегося через 1 пог. м щели.

Количество воздуха G_1 в кг/ч, инфильтрующегося через 1 пог. м щели, в зависимости от ее ширины и скорости ветра приводится в табл. 2.

Таблица 2

Перекрытия	G_1 в кг/ч при средней скорости ветра в м/сек за три самых холодных месяца				
	до 1	2	3	4	5
Металлические, при ширине щели 1 мм	3,8	6	7,4	8,4	11,8
Деревянные, при ширине щели 1,5 мм	5,6	9,1	11,2	12,6	17,5

Приведенные в табл. 2 значения G_1 умножаются на поправочные коэффициенты: для окон и фонарей с двойными перекрытиями — на 0,5; для дверей и ворот — на 2. Инфильтрация через щели дверей и ворот, имеющих тамбуры, не учитывается.

Расход тепла на нагрев поступающего в цех воздуха определяется по формуле

$$Q = 0,24 G (t_v - t_n) \text{ ккал/ч.} \quad (14)$$

В жилых зданиях высотой три этажа и выше инфильтрация воздуха учитывается введением надбавок на величину основных теплопотерь в помещении.

При подсчете теплопотерь зданий в качестве расчетной принимается средняя температура наиболее холодной пятидневки независимо от степени массивности ограждений.

Сопrotивления теплопередаче R_0 и коэффициенты теплопередачи k для остекленных проемов (при стандартном расстоянии между стеклами) в примерах данной главы принимаются в соответствии со СНиП II-B.6-62; в прочих случаях — по графику (рис. 7,в).

§ 4. УЧЕТ ТЕПЛА, РАСХОДУЕМОГО НА НАГРЕВ МАТЕРИАЛОВ И ТРАНСПОРТА. УЧЕТ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЙ ОТ ОБОРУДОВАНИЯ, МАТЕРИАЛОВ И ЛЮДЕЙ

При определении теплопотерь производственных цехов в ряде случаев приходится учитывать расход тепла на нагрев транспорта и материалов, поступающих в помещение. Количество тепла, поглощаемого ввозимым в цех материалом, определяется

$$Q = G_m c_m (t_v - t_m) \text{ В ккал/ч,} \quad (15)$$

где G_m — вес материала, ввозимого в цех в течение часа, в кг;

c_m — весовая теплоемкость материала в ккал/кг°С;

t_v — температура воздуха в помещении в °С;

t_m — температура поступающего в цех материала, принимаемая: для сыпучих материалов — на 20°С выше температуры наружного воздуха, для несипучих — на 10°С, для металла и металлических изделий — равной наружной температуре;

B — коэффициент интенсивности поглощения тепла материалом во времени (табл. 3).

Таблица 3

Ориентировочные значения коэффициента B

Для изделий, несипучих материалов и транспорта		Для сыпучих материалов	
Время пребывания в цехе в ч	B	Время пребывания в цехе в ч	B
1	0,5	1	0,4
2	0,3	2	0,25
3	0,2	3	0,15

При определении производительности систем отопления в промышленных цехах необходимо учитывать поступление тепла от технологического оборудования при минимальной его загрузке от людей, нагретых материалов и т. д.

Система отопления должна обеспечить в нерабочее время в производственных помещениях температуру не ниже +5°С (если по производственным и санитарным условиям не требуется в это время более высокой температуры). Тепловыделения производственных печей определяются путем подсчета теплоотдачи наружных поверхностей печей или на основании теплового баланса.

При ориентировочных подсчетах тепловыделения от печей определяются по следующим формулам:

для печей, работающих на твердом, жидком и газовом топливе

$$Q = BQ_n^p \alpha \eta \text{ ккал/ч}, \quad (16)$$

для электрических печей

$$Q = 860 N_{\text{уст}} \alpha \eta \text{ ккал/ч}, \quad (17)$$

где B — расход топлива в кг/ч;

Q_n^p — количество тепла, выделяемого 1 кг топлива при его сжигании;

$N_{\text{уст}}$ — установочная мощность печи в кВт;

α — тепловыделения в цех в % от Q_n^p или $N_{\text{уст}}$; для электропечей $\alpha = 70\%$, для остальных печей $\alpha = 40-60\%$;

η — коэффициент одновременности работы печей.

При наличии вытяжных зонтов над оборудованием тепловыделения в цех, подсчитанные по формулам (16) и (17), учитываются в размере 30%.

Тепловыделения от кузнечных горнов с учетом действия зонтов

$$Q = BQ_n^p \varphi \text{ ккал/ч}, \quad (18)$$

где φ — коэффициент, учитывающий долю тепла, выделяемого в цех.

Значения φ берутся из графика (рис. 6) в зависимости от расхода топлива B в кг/ч.

Тепловыделения от электродвигателей и станков, установленных в механических цехах,

$$Q = a \cdot 860 N_{\text{уст}} \text{ ккал/ч}, \quad (19)$$

где a — отношение фактически расходуемой мощности к установочной; при применении эмульсии для охлаждения резцов станка $a = 0,2$, без применения эмульсии $a = 0,25$.

Тепловыделения от людей при спокойной работе составляют 70 ккал/ч, при тяжелой физической работе 80—100 ккал/ч и более. Тепловыделения от людей не учитываются, если на одного работающего приходится более 50 м³ объема помещения.

§ 5. ПРИМЕРЫ ПОДСЧЕТА ТЕПЛОПТЕРЬ И СОСТАВЛЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ БАЛАНСОВ

Пример 14. На рис. 7, а, б приведены план и разрез неотапливаемого подвала, на котором находятся отапливаемые жилые помещения с температурой внутреннего воздуха $t_{\text{в}} = +18^\circ\text{C}$.

Стены подвала выше уровня тротуара выложены из крупных кирпичных блоков на тяжелом растворе с облицовкой из керамических плиток, ниже — из бетонных блоков толщиной 80 см; пол подвала бетонный (бетон приготовлен с каменным щебнем). Внутренняя поверхность стен подвала оштукатурена сложным раствором. Окна подвала двойные размерами 1,2×0,7 м. Коэффициент теплопередачи наружной кирпичной стены подвала $k = 0,75 \text{ ккал/м}^2\text{ч}^\circ\text{C}$.

Сопротивление теплопередаче перекрытия над подвалом $R_0 = 1,55 \text{ м}^2\text{ч}^\circ\text{C/ккал}$. Здание защищенное; скорость ветра, обдувающего здание, меньше 5 м/сек. Определить минимальную температуру воздуха в подвале, если $t_{\text{н}} = -26^\circ\text{C}$.

Решение. Так как высота надземной части подвала больше 1 м, согласно СНиП II-Г.7-62, температура воздуха в нем определяется на

основании баланса тепла, поступающего в подвал из вышележащих отапливаемых помещений и теряемого через наружные ограждения. Обозначим температуру воздуха подвала через t_x .

Тепловыделения через перекрытие в подвал составляют

$$Q_a = -\frac{1}{R_0} F(t_b - t_x) = \frac{1}{1,55} 6 \cdot 14 (t_b - t_x) = 54,2 (18 - t_x) \text{ ккал/ч.}$$

Определяем теплопотери подвала.

А. Надземная часть подвала. Угловые наружные стены ориентированы: одна на северо-запад, вторая на северо-восток. А так как добавки на эти страны света к основным теплопотерям одинаковы, то нет необходимости подсчитывать теплопотери порознь для каждой стены.

Длина обеих стен

$$l = (14 + 0,8) + (6 + 0,8) = 21,6 \text{ м.}$$

Высота стены 1,1 м, площадь $F_1 = 21,6 \times 1,1 = 23,8 \text{ м}^2$ (без вычета площади окон).

Коэффициент теплопередачи двойного окна при расстоянии между переплетами 200 мм принимаем по графику (рис. 7, в). При толщине стены, равной 3 кирпичам, и отношении периметра окна P к его площади F

$$\frac{P}{F} = \frac{2(1,2 + 0,7)}{1,2 \cdot 0,7} = 4,5$$

$$k \approx 3,5 \text{ ккал/м}^2 \text{ и } ^\circ\text{C.}$$

Площадь окон $F_2 = 1,2 \times 0,7 \times 4 = 3,36 \text{ м}^2$.

Добавки к основным теплопотерям: на страны света 10%, на угловое помещение 5%, на ветер 5%, всего 20%.

Теплопотери через стены и окна составляют

$$Q_1 = [0,75 \cdot 23,8 + (3,5 - 0,75) 3,36] [t_x - (-26)] \times 1,2 = 31,98 (t_x + 26) \text{ ккал/ч.}$$

Б. Подземная часть подвала. Всю подземную часть стены и пол подвала от уровня тротуара до осей внутренних стен делим на 2-метровые зоны.

Коэффициент теплопроводности бетона с каменным щебнем равен $\lambda = 1,1 > 1$. Поэтому стеновые блоки и пол рассматриваем как неутепленные конструкции.

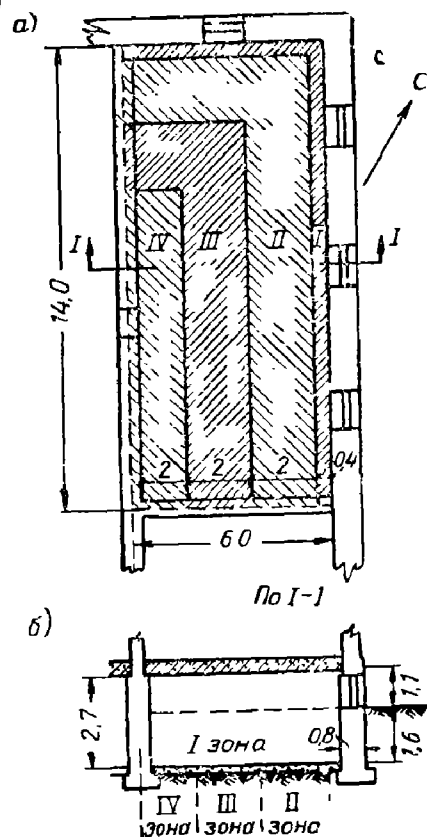
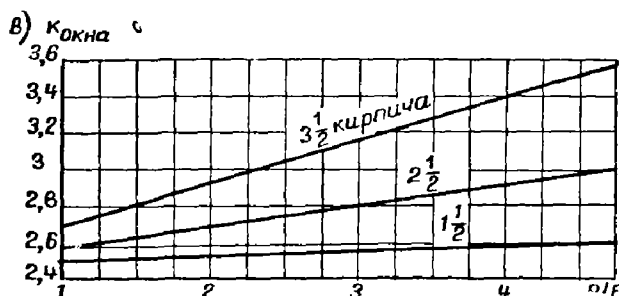


Рис. 7. Неотапливаемый подвал

а — план; б — разрез; в — график для определения коэффициента теплопередачи окна (P — периметр окна в м, F — площадь окна в м^2)

Площадь I зоны

$$F_I = 14 \cdot 1,6 + 6 \cdot 1,6 + 6 \cdot 0,4 + 14 \cdot 0,4 + 2 \cdot 2 = 44 \text{ м}^2,$$

где $2 \cdot 2$ — площадь угловых участков, которые берутся дважды.

Площадь II зоны

$$F_{II} = (6 - 2,4) 2 + (14 - 0,4) 2 = 34,4 \text{ м}^2.$$

Площадь III зоны

$$F_{III} = (6 - 4,4) 2 + (14 - 2,4) 2 = 26,4 \text{ м}^2.$$

Остальная площадь

$$F_{IV} = (6 - 4,4) (14 - 4,4) = 15,4 \text{ м}^2.$$

Теплопотери через подземную часть стены и пол подвала

$$Q_{II} = (k_I F_I + k_{II} F_{II} + k_{III} F_{III} + k_{IV} F_{IV}) (t_x - t_n) = (0,4 \cdot 44 + 0,2 \cdot 34,4 + 0,1 \cdot 26,4 + 0,06 \cdot 15,4) [t_x - (-26)] = 28,04 (t_x + 26) \text{ ккал/ч}.$$

Общие теплопотери подвала

$$Q_G = 31,98 (t_x + 26) + 28,04 (t_x + 26) = 60,02 (t_x + 26).$$

По балансу тепла должно быть $Q_a = Q_G$, откуда $54,2(18 - t_x) = 60,02(t_x + 26)$.

После решения уравнения получаем $t_x = -5,1^\circ\text{C}$.

Пример 15. В цех для обработки ежечасно поступает с заводского двора 5 т стали. Определить, сколько расходуется тепла на ее нагрев, если расчетные температуры воздуха $t_v = +16^\circ\text{C}$, $t_n = -36^\circ\text{C}$. Удельная теплоемкость стали $c = 0,115$.

Решение. Согласно указаниям, приведенным в § 4, температуру металла принимаем равной температуре наружного воздуха, т. е. $t_m = -36^\circ\text{C}$. Количество тепла, поглощаемого металлом, определяем по формуле (15).

Значения коэффициента интенсивности поглощения тепла металлом B приведены в табл. 3. Так как металл нагревается до $t_v = +16^\circ\text{C}$ за 3 ч, очевидно, что наибольший расход тепла на нагрев металла будет в третий и последующие часы работы цеха, когда первые 5 т стали будут поглощать 20%, вторые 5 т — 30% и третьи 5 т — 50% от всего требующегося тепла. На основании этих рассуждений можно определить общее количество тепла.

Количество тепла, расходуемого на нагрев стали,

$$Q = 5000 \cdot 0,115 [16 - (-36)] (0,5 + 0,3 + 0,2) = 29\,900 \text{ ккал/ч}.$$

Пример 16. Кузнечно-термический цех имеет следующее оборудование: камерную печь с неподвижным подом, для которой расход угля составляет 30 кг/ч; методическую печь с расходом угля 20 кг/ч; две электропечи с общей установочной мощностью $N_{\text{уст}} = 51 \text{ кВт}$; две электрованны с общей установочной мощностью $N_{\text{уст}} = 16 \text{ кВт}$; два кузнечных двухогневых горна с расходом угля 32 кг/ч; поворотный одноогневой горн с расходом угля 10 кг/ч. Электропечи, электрические ванны и горны снабжены вытяжными зонтами. Рабочая теплотворная способность угля составляет $Q_n^* = 6400 \text{ ккал/кг}$. Коэффициент одновременности работы оборудования $\eta = 1$. Объем здания по наружному обмеру 4000 м³; высота цеха 7 м; удельная тепловая характеристика здания $q_0 = 0,36 \text{ ккал/м}^3\text{C}$. Подсчитать ориентировочный тепловой баланс цеха при $t_n = -32^\circ\text{C}$.

Решение. Так как цех относится к числу помещений с большими тепловыделениями и тяжелой работой, то согласно СНиП II-Г.7-62 оп-

тимальная температура воздуха в зимний период в рабочей зоне составляет $t_{p,z} = +18 \div 21^\circ\text{C}$.

Принимаем $t_{p,z} = 20^\circ\text{C}$, а приращение температуры воздуха по высоте на каждый метр выше рабочей зоны равным 2°C .

Тогда температура воздуха в верхней зоне помещения составляет

$$t_{в,z} = 20 + 2(7 - 2) = 30^\circ\text{C}.$$

Средняя температура воздуха

$$t_{cp} = \frac{20 + 30}{2} = 25^\circ\text{C}.$$

Определяем по удельной тепловой характеристике теплопотери цеха

$$Q = q_0(t_{cp} - t_n)V = 0,35[25 - (-32)] 4000 = 82\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Тепловыделения от оборудования в цех, включая остывающий металл, составляют: по камерной печи 50% от Q_1' , методической печи 50% от Q_2' , электропечи 70% от $N_{ст}$, электроплавильни 30% от $N_{уст}$.

По графику (рис. 6) доля тепла, поступающего в цех для двухогневых горнов, $\varphi = 0,25$ от Q_3' , для одноогневого поворотного горна $\varphi = 0,2$ (решение на графике показано пунктиром).

Тепловыделения в цех, подсчитанные по формулам (16), (17) и (18), от печей, работающих на угле, составляют

$$Q_1 = (30 + 20) 6400 \cdot 0,5 \cdot 1 = 160\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Тепловыделения от электропечей и электроплавильни

$$Q_2 = 860 \cdot 51 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 0,3 + 860 \cdot 16 \cdot 1 \cdot 0,3 \cdot 0,3 = 10\,450 \text{ ккал/ч},$$

где 0,3 — коэффициент, учитывающий наличие вытяжных зонтов.

Тепловыделения от кузнечных горнов

$$Q_3 = 32 \cdot 6400 \cdot 0,25 \cdot 1 + 10 \cdot 6400 \cdot 0,20 \cdot 1 = 64\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Общая сумма всех тепловыделений

$$\Sigma Q = 160\,000 + 10\,450 + 64\,000 = 234\,450 \text{ ккал/ч}.$$

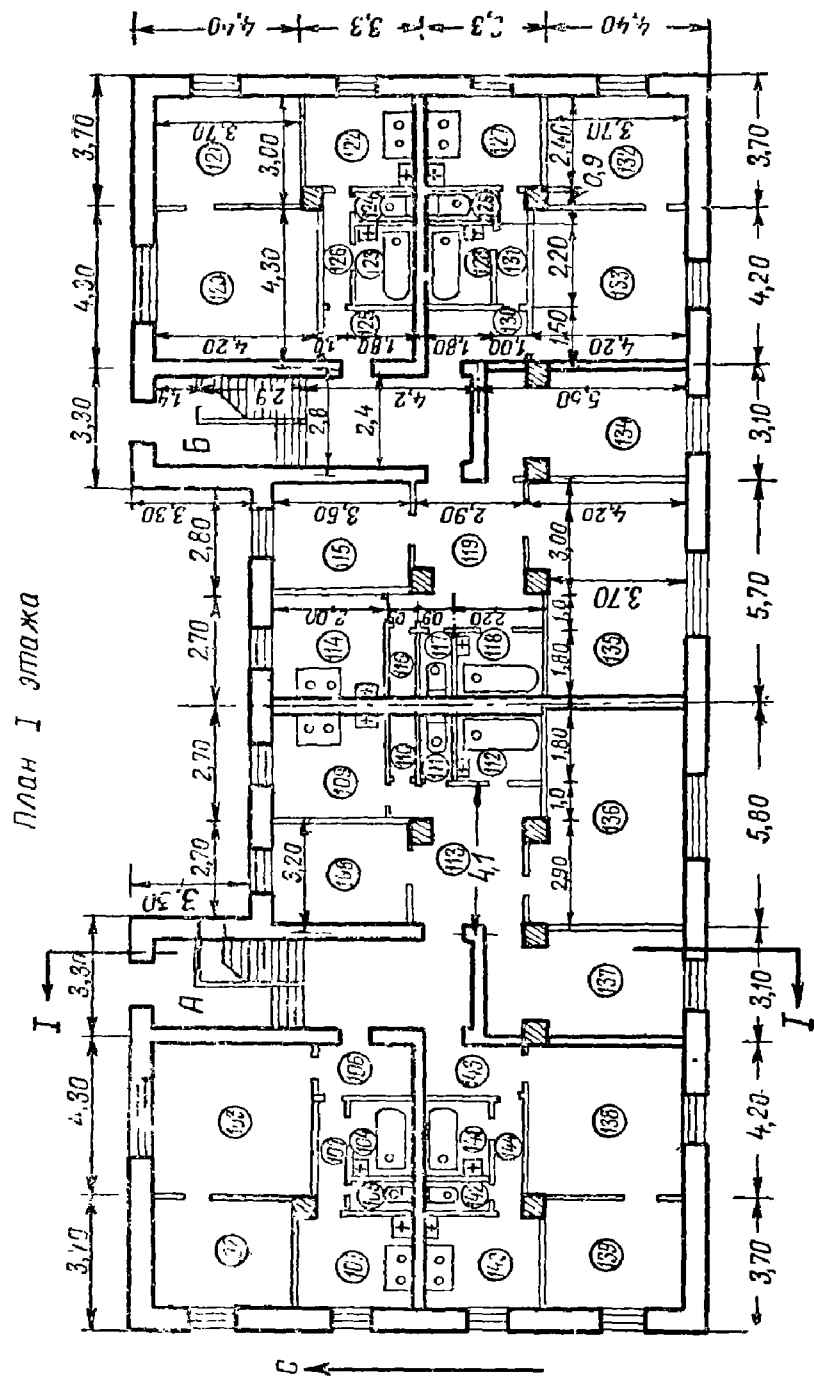
Избыток тепла, который необходимо удалить из цеха:

$$Q_{изб} = 234\,450 - 82\,000 = 152\,450 \text{ ккал/ч}.$$

Следовательно, в цехе необходимо устраивать только дежурное отопление с температурой $t = +5^\circ\text{C}$, рассчитанное на период перерывов в работе цеха.

Пример 17. Определить теплопотери двухэтажного 12-квартирного жилого дома, план и разрез которого изображены на рис. 8. Наружные стены здания крупноблочные из глиняного обожженного кирпича на тяжелом растворе. Перегородки между комнатами гипсобетонные, а остальные — шлакобетонные. Толщина перегородок между ванными и жилыми комнатами 16 см, остальных — 8 см. Стены и перегородки оштукатурены с обеих сторон. Конструкции перекрытий показаны на рис. 8 (детали А, Б, В). Полы во всех помещениях, кроме санузлов, дощатые, в санузлах — из метлахских плиток. Наружные входные двери в лестничных клетках двойные без тамбуров.

Угловые помещения и помещения, расположенные против лестничных клеток, на II этаже имеют балконы. Под всем зданием имеется неотапливаемый подвал с окнами. Кровля асбестоцементная. Здание предназначено к строительству в районе с расчетной наружной температурой -30°C и скоростью ветра меньше 5 м.



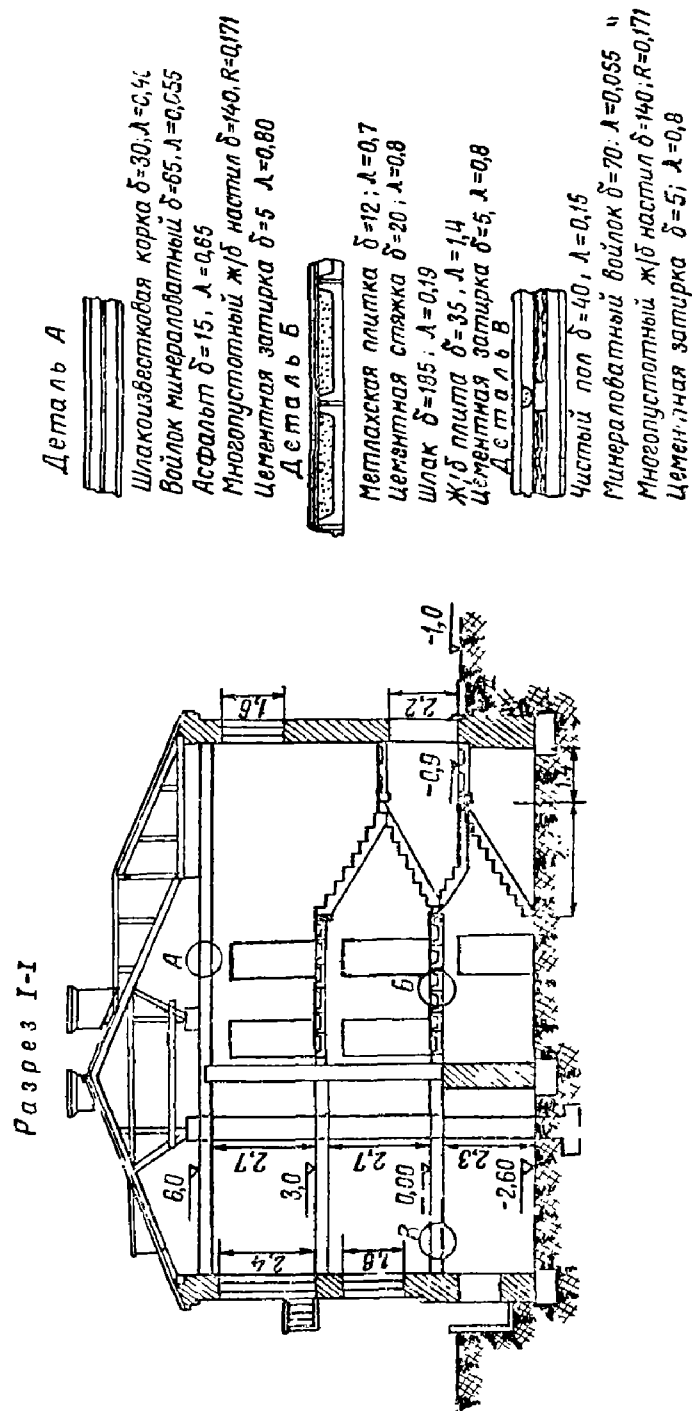


рис. 8. Двенадцатиквартирный жилой дом

Решение. Коэффициенты теплопередачи ограждений, определенные в соответствии с правилами, изложенными в главе I:

- а) наружная стена толщиной $2\frac{1}{2}$ кирпича — $k=0,87$;
- б) чердачное перекрытие (рис. 8,а) — $k=0,67$;
- в) перекрытия жилых комнат, кухонь и коридоров над подвалом (рис. 8, деталь В) — $k=0,57$;
- г) перекрытие между подвалом и входной площадкой лестничной клетки (рис. 8,б) — $k=0,78$;
- д) лестничный марш над подвалом (средняя толщина марша 15 см, ступени железобетонные, толщина затирки 5 мм) — $k=2,8$;
- е) шлакобетонная (с двух сторон оштукатуренная) перегородка толщиной 8 см, находящаяся между входом в подвал и лестничной клеткой, — $k=2,5$;
- ж) шлакобетонные с обеих сторон оштукатуренные перегородки между ванной и жилой комнатой — $k=1,73$; то же, между ванной и остальными помещениями — $k=2,25$.

Для двойных наружных дверей $k=2$, для одинарных внутренних дверей $k=2,5$.

В соответствии со СНиП II-V.6-62 для двойных окон и остекленных балконных дверей с расстояниями между стеклами 75—150 мм $k=2,3$.

По СНиП II-Г.7-62 принимаем добавки к основным теплопотерям: на страны света — запад 5%, север и восток 10%, юг 0%; на ветер — 5% в предположении, что здание защищенное; на стены и окна угловых помещений — 5%; на открывание наружных дверей — 200%.

По этому же СНиП поправочные коэффициенты к расчетной разности температур составляют: для чердачного перекрытия — 0,9; для перекрытия над подвалом при высоте наружных стен, выступающих над уровнем земли на 0,7 м, — 0,6. Пронумеровав помещения, приступаем к заполнению расчетного бланка (табл. 4).

Так как здание симметрично, все помещения его левой и правой частей, одинаково расположенные относительно оси симметрии, соответственно равны. Например, размеры помещения № 102 такие же, как помещения № 121. Поэтому на рис. 8 показаны внутренние размеры помещений только правой части здания.

За расчетную высоту I этажа принимаем 3,3 м, считая от потолка подвала до уровня пола II этажа. Расчетная высота II этажа равна 3 м, т. е. расстоянию по вертикали от уровня пола этого этажа до верха утеплителя чердачного перекрытия. С учетом всего сказанного заполняем графы 1—13 бланка и, перемножая данные граф 7, 8, 9 и 13, находим теплопотери через ограждения.

Необходимо дать следующие пояснения к табл. 4.

1. Вместо того чтобы из площадей стен вычитать площади окон, мы при заполнении графы 7 из $k_{\text{окон}}$ вычитаем $k_{\text{стен}}$, т. е. получаем $2,3-0,87=1,43 \text{ ккал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

2. Температура ванной комнаты принята 25°C в предположении, что горячая вода приготавливается в домовой котельной. При установке водогрейной колонки, работающей на твердом и газовом топливе, температура ванной комнаты принимается равной 18°C , так как нагрев помещения будет производиться за счет теплоотдачи колонки.

Разность температур воздуха ванной комнаты и окружающих ее помещений превышает 5°C , поэтому учитывается теплоотдача ограждений ванной комнаты в смежные помещения.

3. План II этажа на рис. 8 не показан, а наименование и размеры помещений взяты с плана I этажа.

4. Охлаждающими поверхностями лестничной клетки являются наружная стена, входные двери, входная площадка, ограждения, отделяющие лестничную клетку от входа в подвал, окна и чердачное перекрытие. При подсчете теплопотерь через ограждения, отделяющие лестничную клетку от подвала, к расчетной разности температур введен коэффициент не 0,6, а 0,4, так как отсек подвала под лестничной клеткой не имеет окон.

5. Для ванных комнат в графе 15 даны три цифры. верхняя обозначает величину теплопотерь вертикальных ограждений в соседние помещения; числитель нижней дробной цифры — общие теплопотери, а знаменатель — теплопотери через пол или потолок.

Общие теплопотери ванных комнат должны компенсироваться теплоотдачей приборов системы отопления или полотенцесушителей, нагреваемых от системы горячего водоснабжения при наличии в ней циркуляционного трубопровода.

Но так как в нашем примере из-за малого радиуса действия системы горячего водоснабжения циркуляционный трубопровод не устраивается, ванные комнаты должны отапливаться от общей системы отопления.

Тепловыделения от ванных комнат через вертикальные ограждения распределяются между соседними помещениями.

В табл. 4 приняты сокращенные обозначения: Н. С. — наружная стена; В. С. — внутренняя стена; Д. О. — двойное окно; Пр. — перегородка; Б. Д. — балконная дверь; Д. Н. Д. — двойная наружная дверь; О. В. Д. — одинарная внутренняя дверь; Пг. — потолок; Пл. — пол.

Пример 18. Определить теплопотери столярного цеха. План и разрез цеха приведены на рис. 9. Стены цеха шлакобетонные, с двух сторон оштукатуренные; толщина наружных стен 40 см; внутренних 20 см. Перегородки деревянные толщиной 10 см, с двух сторон оштукатуренные. Полы во всех помещениях, кроме конторы и уборных, асфальтовые ($\delta=3$ см) по бетонной подготовке толщиной 12 см. Пол в конторе дощатый по лагам, в уборных — бетонный. Здание имеет чердачное перекрытие из деревянного наката с утеплителем из котельного шлака толщиной 12 см. Кровля асбошиферная по разреженной обрешетке. Окна двойные со спаренными деревянными переплетами, размер окон $1,4 \times 1,9$ м. Ворота деревянные размером $2 \times 2,4$ м с калитками размером $0,85 \times 2$ м. Продолжительность открывания ворот 10—12 мин за смену.

Цех расположен во влажной климатической зоне. Расчетные параметры воздуха: внутренние температуры в зависимости от назначения помещений, $t_{\text{н}} = -24^\circ\text{C}$, средняя скорость ветра за три самых холодных месяца $v = 4,2$ м/сек, преобладающее направление южное. Здание цеха защищено от действия ветра.

Проветривание производственных помещений осуществляется путем открывания фрамуг в верхней части окон, чтобы не было сильного взмучивания пыли. Длина щелей притворов открывающихся створок каждого окна 3,75 м. В заготовительное отделение цеха ежедневно (2 раза в смену) завозится по $1,5$ м³ пиломатериалов. Завоз материалов в цех и вывоз изделий производятся по узкоколейке. Мощность станочного оборудования заготовительного отделения $N = 4,5$ кВт, станочного отделения $N = 42$ кВт.

Решение. Ввиду того что на одного работающего в цехе приходится больше 50 м³ внутреннего объема, тепловыделения от людей не учитываем. Определяем сопротивление теплопередаче ограждений.

Коэффициенты теплопроводности принимаем следующие:

для асфальта $\lambda = 0,65$; для котельного шлака $\lambda = 0,19$; для бетона $\lambda = 0,75$.

Расчетная относительная влажность в деревообрабатывающих цехах меньше 50%, поэтому для наружных стен $\Delta t^{\text{н}} = 10$ C; $n = 1$, $b = 1$.

По формуле (6)

$$R_0^{\text{тр}} = \frac{[16 - (-24)] \cdot 1 \cdot 1}{10} \cdot 0,133 = 0,532 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{C/ккал}.$$

Фактическое сопротивление теплопередаче

$$R_0 = 0,895 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{C/ккал}, k = \frac{1}{0,895} = 1,12 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{C}.$$

Стены, ограждающие тамбур, отличаются от наружных стен только тем, что толщина шлакоблочной кладки не 40, а 20 см, поэтому $R_0 =$

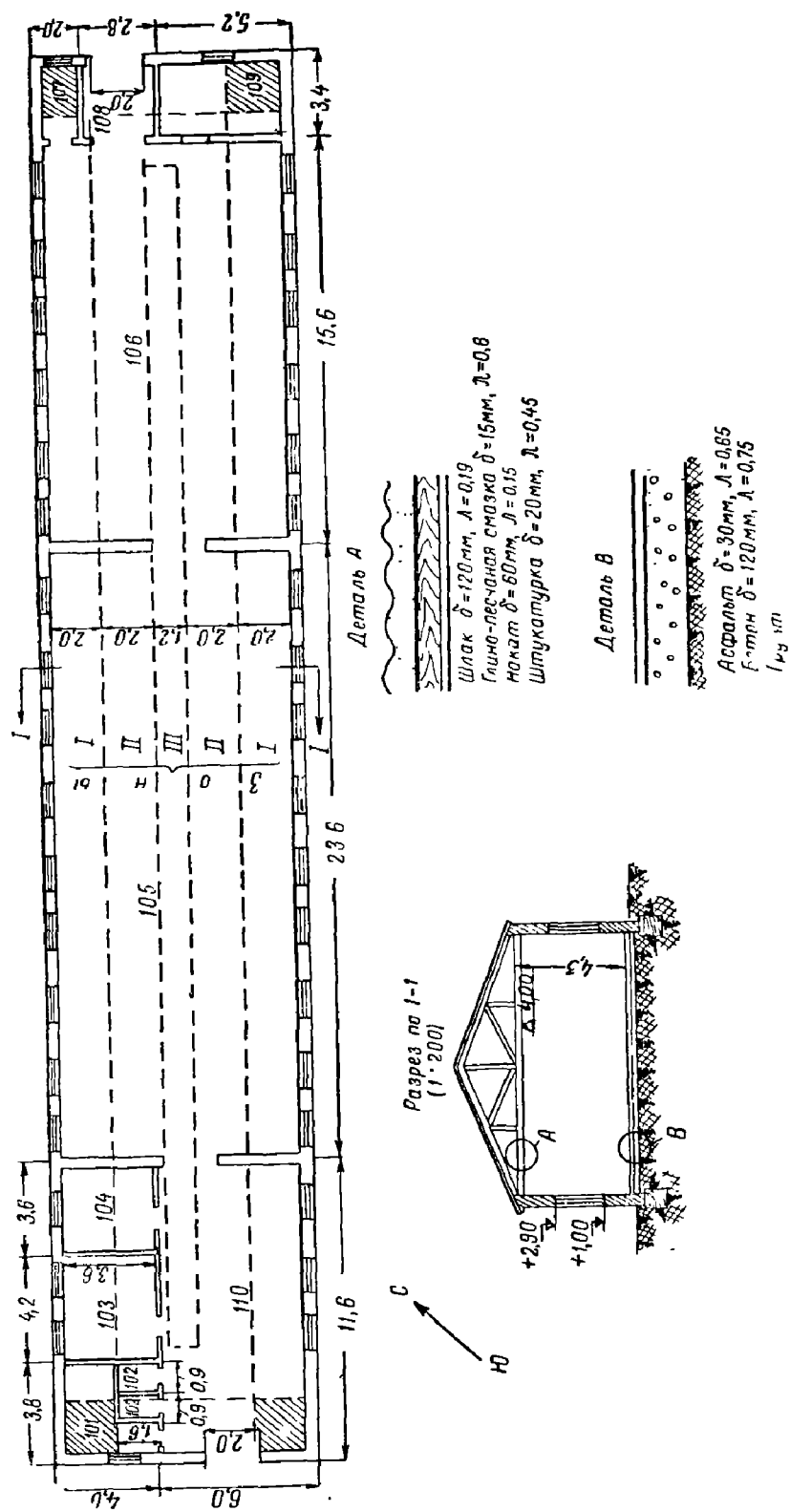


Рис. 9. План и разрез цеха

101 — курительная, $t_{\text{в}} = +14^{\circ}\text{C}$; 102 — уборные, $t_{\text{в}} = +14^{\circ}\text{C}$; 103 — пилоточка, $t_{\text{в}} = +16^{\circ}\text{C}$; 104 — хоятора, $t_{\text{в}} = +18^{\circ}\text{C}$; 105 — станочное отделение, $t_{\text{в}} = +16^{\circ}\text{C}$; 106 — сборочное отделение, $t_{\text{в}} = +16^{\circ}\text{C}$; 107 — кладовая, $t_{\text{в}} = +16^{\circ}\text{C}$; 108 — тамбур; 109 — клееварка, $t_{\text{в}} = +16^{\circ}\text{C}$; 110 — заготовительное отделение, $t_{\text{в}} = +16^{\circ}\text{C}$

$=0,611$, $k=1,64$. Пол производственных помещений считается утепленным, так как λ бетона и асфальта меньше 1.

Термическое сопротивление пола

$$R_{y.n} = R_{n.n} + \Sigma R_{y.c},$$

где $R_{n.n}$ — термическое сопротивление неутепленного пола;

$R_{y.c}$ — то же, утепляющих слоев.

Термическое сопротивление утепляющих слоев $R_{y.c}$:

1) бетона $R_1 = \frac{0,12}{0,75} = 0,16$,

2) асфальта $R_2 = \frac{0,03}{0,65} = 0,046$, $\Sigma R_{y.c} = 0,206$.

I зона: $R_{y.n} = 2,5 + 0,206 = 2,706$; $k_I = 0,37$;

II зона: $R_{y.n} = 5 + 0,206 = 5,206$; $k_{II} = 0,19$;

III зона: $R_{y.n} = 10 + 0,206 = 10,206$; $k_{III} = 0,1$.

Определяем R и k пола конторы. Термические сопротивления:

1) бетонной подготовки $R_1 = 0,16$;

2) воздушной прослойки $R_2 = 0,28$;

3) досок пола при толщине 40 мм $R_3 = \frac{0,04}{0,15} = 0,267$.

Термическое сопротивление пола на лагах:

$$R_d = 1,18 R_{y.n};$$

$$\Sigma R_{y.c} = 0,16 + 0,267 + 0,28 = 0,707.$$

I зона:

$$R_d = 1,18 (2,5 + 0,707) = 3,78; \quad k_I = 0,27;$$

II зона:

$$R_d = 1,18 (5 + 0,707) = 6,73; \quad k_{II} = 0,15.$$

Коэффициент теплопередачи пола в уборных (утеплитель — бетон)

$$R_o = \frac{0,15}{0,75} = 0,2 \text{ ккал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

I зона: $R_{y.n.I} = (2,5 + 0,2) = 2,7$; $k_I = 0,37$;

II зона: $k_{II} = 0,19$.

Сопротивление теплопередаче и коэффициент теплопередачи чердачного перекрытия $R_o = 1,36$; $k = 0,74$.

Коэффициент теплопередачи для окон с двумя спаренными деревянными переплетами в соответствии со СНиП II-V.2-62 равен 2,5. Для наружных одинарных ворот (Н.В.) заготовительного отделения $k=5$; для внутренних ворот (В.В.) и дверей сборочного отделения (О.В.Д.), имеющего тамбур, $k=2,5$. Добавку на открывание дверей принимаем в размере 50%.

На расчетную разность температур вводим поправочные коэффициенты: для чердачного перекрытия $\alpha=0,9$; для внутренних ограждений тамбура $\alpha=0,7$. Добавки к основным теплотерям помещений принимаются: на страны света, на ветер, на стены и окна вспомогательных помещений, имеющих наружные углы (курильная и кладовая), на открывание ворот и дверей, на инфильтрацию воздуха в производственных помещениях, на обогрев материала в заготовительном отделении; кроме того, в тепловом балансе учитываются тепловыделения от оборудования. Учитывая, что скорость ветра меньше 5 м/сек, а здание защищенное, добавку на ветер принимаем в размере 5% к основным теплотерям помещений.

Ведомость подсчета теплотеръ

№ помеще- ний	Наименование помещений	t _в в °С	П е р е ж и м о с т и о х л о ж д е н и я				Δ t в °С	Д о б а в к и в %				К о э ф ф и - ци е н т д л я у ч е т а д о - б а в о к	Т е п л о т о т е р и в к к а л / ч	
			о б о з н а - ч е н и я	о р и е н т и - р о в к а в о т н о ш е - н и и с т р а н с в е т а	р а з м е р ы в м и к о - л и ч е с т в о	F в м ²		н а с т р а - н ы с в е т а	н а в е т е р	п р о ч и е	о т р а ж е - н и й		п о м е щ е - н и й	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
I э т а ж														
101	Кухня	+15	Н. С. Д. О. Пл.	3 3 —	3,3×3,3 1,4×1,6 3,3×2,4	10,89 2,26 7,92	0,87 1,43 0,57	45 45 45×0,6	5 5 —	5 5 —	— — —	1,1 1,1 —	468 160 121	— — 749
102	Жилая комната	+18	Н. С. Д. О. Н. С. Пл.	3 3 С —	4,4×3,3 1,7×1,6 3,7×3,3 3 ×3,7	14,52 2,72 12,21 11,1	0,87 1,43 0,87 0,57	48 48 48 48×0,6	5 5 10 —	5 5 5 —	5 5 5 —	1,15 1,15 1,2 —	697 210 612 182	— — — 1701
103	То же	+18	Н. С. Д. О. Пл.	С С —	4,3×3,3 2,8×1,6 4,3×4,2	14,19 4,48 18,06	0,87 1,43 0,57	48 48 48×0,6	10 10 —	5 5 —	— — —	1,15 1,15 —	680 356 296	— — 1332
104	Ванная комната	+25	В. С. В. С. Пл.	— — —	4 ×2,7 1,8×2,7 2,2×1,8	10,8 4,86 3,96	2,25 2,25 0,57	7 10 55×0,6	— — —	— — —	— — —	— — —	172 } 281 } 109 } 75 }	281 356/75
105	Уборная	+15	Пл.	—	0,9×1,8	1,62	0,57	45×0,6	—	—	—	—	25	25
106	Вход	+18	Пл.	—	1,5×2,8	4,2	0,57	48×0,6	—	—	—	—	69	69
107	Коридор	+18	Пл.	—	1×3,1	3,1	0,57	48×0,6	—	—	—	—	51	51

108	Жилая комната	+18	Н. С. Д. О. Пл.	С	2,7×3,3 1,7×1,6 3,2×3,6	8,91 2,72 11,52	0,87 1,43 0,57	48 48 48×0,6	10 10 —	5 5 —	— — —	1,15 1,15 —	428 210 189	— — 827
109	Кухня	+15	Н. С. Д. О. Пл.	С	2,7×3,3 1,4×1,6 2,7×3	8,91 2,26 8,1	0,87 1,43 0,57	45 45 45×0,6	10 10 —	5 5 —	— — —	1,15 1,15 —	401 167 125	— — 693
110	Кладовая и тамбур	+16	Пл.	—	0,9×2,8	2,52	0,57	46×0,6	—	—	—	—	40	40
111	Уборная					То же, что № 105							25	25
112	Ванная комната	+25	В. С. В. С. В. С. Пл.	— — — —	1,8×2,7 2,2×2,7 1,8×2,7 2,2×1,8	4,86 5,94 4,86 3,96	1,73 2,25 2,25 0,57	7 7 10 55×0,6	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	59 96 109 75	264 339/75
113	Вход	+18	Пл.	—	4,1×2,9	11,89	0,57	48×0,6	—	—	—	—	195	195
114	Кухня					То же, что № 109								693
115	Жилая комната	+18	Н. С. Д. О. Пл.	С С —	2,8×3,3 1,7×1,6 3,3×3,6	9,24 2,72 11,52	0,87 1,43 0,57	48 48 48×0,6	10 10 —	5 5 —	— — —	1,15 1,15 —	444 210 189	— — 843
116	Кладовая и тамбур					То же, что № 110								40
117	Уборная													25
118	Ванная комната													339/75
119	Вход													195
120	Жилая комната													1832

Продолжение табл. 4

№ помеще-ний	Наименование помещений	t _в в °С	Поверхности охлаждения				k	Δ t в °С	Добавки в %			Коэффи-циент для учета до-бавок	Теплопотери в ккал	
			обозна-чения	ориенти-ровка в отношении сторон света	размеры в м и ко-личество	F в м²			на стра-ны света	на ветер	прочие		огражде-ний	помеще-ний
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
121	Жилая комната	+18	Н. С. Н. С. Д. О. Пл.	С В В —	3,7×3,3 4,4×3,3 1,7×1,6 3×3,7	12,21 14,52 2,72 11,1	0,87 0,87 1,43 0,57	48 48 48 48×0,6	10 10 10 —	5 5 5 —	5 5 5 —	1,2 1,2 1,2 —	612 728 220 182	— — — 1742
122	Кухня	+15	Н. С. Д. О. Пл.	В В —	3,3×3,3 1,4×1,6 3,3×2,4	10,89 2,26 7,92	0,87 1,43 0,57	45 45 45×0,6	10 10 —	5 5 —	— — —	1,15 1,15 —	480 167 122	— — 769
123	Ванная							То же, что № 104						356/75
124	Уборная							" " № 105						25
125	Вход							" " № 106						69
126	Коридор							" " № 107						51
127	Кухня							" " № 122						769
128	Ванная							" " № 104						356/75
129	Уборная							" " № 105						25
130	Вход							" " № 106						69
131	Коридор							" " № 107						51

132	Житая комната	+18	Н. С. Д. О. Н. С. Пл.	В В Ю	4,4×3,3 1,7×1,6 3,7×3,3 3,7×3,7	14,52 2,72 12,21 11,1	0,87 1,43 0,87 0,57	48 48 48 48×0,6	10	5 5 5 —	5 5 5 —	1,2 1,2 1,1 —	728 223 561 182	— — — 1691
133	То же		Н. С. Д. О. Пл.	Ю Ю —	4,2×3,3 1,7×1,6 4,2×4,2	13,86 2,72 17,64	0,87 1,43 0,57	48 48 48×0,6	— — —	5 5 —	— — —	1,05 1,05 —	609 192 290	— — 1091
134	»	+18	Н. С. Д. О. Пл.	Ю Ю	3,1×3,3 1,7×1,6 3,1×5,5	10,23 2,72 17,05	0,87 1,43 0,57	48 48 48×0,6	— — —	5 5 —	— — —	1,05 1,05 —	448 192 281	— — 921
135	»	+18	Н. С. Д. О. Пл.	Ю Ю —	5,7×3,3 2,8×1,6 5,7×4	18,81 4,48 22,8	0,87 1,43 0,57	48 48 48×0,6	— — —	5 5 —	— — —	1,05 1,05 —	825 325 374	— — 1524
136	»	+18	Н. С. Д. О. Пл.	Ю Ю —	5,8×3,3 2,8×1,6 5,8×4	19,14 4,48 23,2	0,87 1,43 0,57	48 48 48×0,6	— — —	5 5 —	— — —	1,05 1,05 —	839 325 380	— — 1544
137	»		То же, что № 134											921
138	»		» « № 133											1091
139	»		Н. С. Н. С. Д. О. Пл.	Ю 3 3 —	3,7×3,3 4,4×3,3 1,7×1,6 3×3,7	12,21 14,52 2,72 11,1	0,87 0,87 1,43 0,57	48 48 48 48×0,6	— 5 5 —	5 5 5 —	5 5 5 —	1,1 1,15 1,15 —	560 697 210 182	— — — 1649
140	Кухня		То же, что № 101											749
141	Ванная комната		» « № 104											356/75
142	Уборная		» « № 105											25

Продолжение табл. 4

№ помещения	Наименование помещений	$t_{в}$ в °С	Поверхности охлаждения				k	Δt в °С	Добавки в %			Коэфф-циент для учета до-бавок	Тепл. потери в ккал/ч	
			обозначения	ориенти-ровка в отноше-нии стран света	размеры в м и ко-личество	F в м ²			на стра-ны света	на ветер	прочие		отражае-мый	помеще-ний
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
143	Вход													69
144	Коридор													51
Итого по I этажу .														24 181

То же, что № 106

" " № 107

II этаж

201	Кухня	+15	Н. С. Д. О. Пт.	3 3 —	3,3×3 1,4×1,6 3,3×2,4	9,9 2,26 7,92	0,87 1,43 0,67	45 45 45×0,9	5 5 —	5 5 —	— — —	1,1 1,1 —	426 160 215	— — 801
202	Жилая комната	+18	Н. С. Б. Д. Н. С. Пт.	3 3 С —	4,4×3 1,5×2,4 3,7×3 3×3,7	13,2 3,6 11,1 11,1	0,87 1,43 0,87 0,67	48 48 48 48×0,9	5 5 10 —	5 5 5 —	5 5 5 —	1,15 1,15 1,2 —	634 316 556 322	— — — 1828
203	То же	+18	Н. С. Д. О. Пт.	С С —	4,3×3 2,8×1,6 4,3×4,2	12,9 4,48 18,06	0,87 1,43 0,67	48 48 48×0,9	10 10 —	5 5 —	— — —	1,15 1,15 —	619 356 523	— — 1498
204	Ванная комната	+25	В. С. В. С. Пт.	— — —	4×2,7 1,8×2,7 2,2×1,8	10,8 4,86 3,96	2,25 2,25 0,67	7 10 55×0,9	— — —	— — —	— — —	— — —	172 109 132	281 413/132
205	Уборная	+15	Пт.	—	0,9×1,8	1,62	0,67	45×0,9	—	—	—	—	44	44

206	Вход	+18	Пт.	—	1,5×2,8	4,2	0,67	48×0,9	—	—	—	—	122	122
207	Коридор		Пт.	—	1×3,1	3,1	0,67	48×0,9	—	—	—	—	90	90
208	Жилая комната	+18	Н. С. Д. О. Пт.	С С —	2,7×3 1,7×1,6 3,2×3,6	8,1 2,72 11,52	0,87 1,43 0,67	48 48 48×0,9	10 10 —	5 5 —	— — —	1,15 1,15 —	388 210 333	— — 931
209	Кухня	+15	Н. С. Д. О. Пт.	С С —	2,7×3 1,4×1,6 2,7×3	8,1 2,26 8,1	0,87 1,43 0,67	45 45 45×0,9	10 10 —	5 5 —	— — —	1,15 1,15 —	364 167 220	— — 751
210	Кладовая и тамбур	+16	Пт.	—	0,9×2,8	2,52	0,67	46×0,9	—	—	—	—	70	70
211	Уборная				То же, что № 205									44
212	Ванная комната	+25	В. С. В. С. В. С. Пт.	— — — —	1,8×2,7 2,2×2,7 1,8×2,7 2,2×1,8	4,86 5,94 4,86 3,96	1,73 2,25 2,25 0,67	7 7 10 55×0,9	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	59 94 109 132	— — — 394/132
213	Вход	+18	Пт.	—	4,1×2,9	11,89	0,67	48×0,9	—	—	—	—	344	344
214	Кухня				То же, что № 209									751
215	Жилая комната	+18	Н. С. Д. О. Пт.	С С —	2,8×3 1,7×1,6 3,3×3,6	8,4 2,72 11,52	0,87 1,43 0,67	48 48 48×0,9	10 10 —	5 5 —	— — —	1,15 1,15 —	403 210 333	— — 946
216	Кладовая и тамбур				То же, что № 210									70
217	Уборная				" " № 205									44
218	Ванная комната				" " № 212									394/132

Продолжение табл. 4

№ помещения	Наименование помещений	t _в в °С	Поверхности охлаждения				k	Δ t в °С	Дюбки в %			Коэффициент учета дюбелей	Теплопотери в ккал/ч
			обозначения	ориентировка в отношении сторон света	размеры в м и количество	F в м²			на стены и свет	на ветер	прочие		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

Теплопотери остальных помещений II этажа подсчитываются так же, как и помещений № 201—218.
Общие теплопотери помещений II этажа 28 035 ккал/ч.
Лестничная клетка А. $t_{в} = +16^{\circ}\text{C}$

Н. С.	С	3,3×7,1	23,43	0,87	46	10	5	5	1,2	1128	—	
Н. С.	В	3,3×7,1	23,43	0,87	46	10	5	5	1,2	1128	—	
Д. Н. Д.	С	1,4×2,2	3,08	1,13	46	10	5	205	3,2	513	—	
Д. О.	С	1,7×1,6	2,72	1,43	46	10	5	5	1,2	211	—	
Пл.	—	2,6×1,4+										
		+2,9×1,4+										
		+4,2×2,8	19,46	0,78	46×0,4	—	—	—	—	279	—	
Марш*	—	3,6×1,4	5,04	2,8	46×0,4	—	—	—	—	260	—	
Пр.**	—	2,9×2,2×										
		×0,5+										
О. В. Д.	—	+2,2×1,4	6,27	2,5	46×0,4	—	—	—	—	288	—	
Пт.	—	2,7×1,5	22,95	0,57	46×0,9	—	—	—	—	542	—	
Лестничная клетка Б											4349	—
											4303	—

(разница в теплопотерях за счет различной ориентации стен)

Общие теплопотери здания $Q = 60\,888$ ккал/ч.
 $V = (33,5 \cdot 15,4 - 10,9 \cdot 3,3) 6,3 = 3\,024$ м³.

60 888

$$q_0 = \frac{60\,888}{[18 - (-30)] 3\,024} = 0,42 \text{ ккал/м}^3 \text{ и } ^{\circ}\text{C}, \text{ что находится в пределах нормы („Справочник по проектированию отопления и вентиляции“, Госстройиздат, 1953, стр. 83).}$$

* Имеется в виду марш лестницы над входом в подвал.

** Перегородка, отделяющая вход в подвал от общего входа (имеет форму треугольника).

Примечания: 1. Для упрощения расчета тепловыделений ванных комнат не учитываются двери в стальных перегородках, так как их влияние почти не сказывается на результатах расчета.

2. При подсчете суммарных теплопотерь по этажам здания тепловыделения вертикальных ограждений ванных комнат не учитываются, потому что при работе системы отопления за счет их снижаются теплопотери смежных помещений.

К основным теплопотерям ворот вводим поправочный коэффициент 3^* , так как продолжительность открывания ворот меньше 15 мин в смену. Добавку на открывание калитки отдельно не учитываем. Что касается ворот сборочного отделения, то для них, как имеющих тамбур, учитываем количество врывающегося воздуха в объеме, равном 75% от объема тамбура¹. Так как объем тамбура $V_T = 2,6 \cdot 2,9 \cdot 4 = 30,1 \text{ м}^3$, то объем учитываемого воздуха $V = 0,75 \cdot 30,1 = 23 \text{ м}^3$.

Расход тепла на нагрев воздуха по формуле (13)

$$Q = 0,24 \cdot 23 \cdot 1,418 [16 - (-24)] = 315 \text{ ккал/ч},$$

где 1,418 — определенный по формуле $\gamma = \frac{353}{T+t}$ объемный вес наружного воздуха при $t_n = -24^\circ\text{C}$, $T = 273^\circ\text{C}$.

Подсчитываем расход тепла на нагрев инфильтрующегося воздуха. В зоне инфильтрации (65% от половины периметра здания) находятся окна, двери и ворота заготовительного отделения, оконные просемы станочного отделения, ориентированные на юго-запад и юго-восток.

По табл. 2 путем интерполяции находим количество инфильтрующегося воздуха на 1 пог. м щели; для окон с двойными деревянными переплетами $G_1 = 13,6 \cdot 0,5 = 6,8 \text{ кг/ч}$; для ворот и дверей $G_1 = 13,6 \cdot 2 = 27,2 \text{ кг/ч}$.

1. Заготовительное отделение.

Три окна $\Sigma l_1 = 3,75 \cdot 3 = 11,25 \text{ пог. м}$.

Ворота $\Sigma l_2 = 2,4 \cdot 3 + 2 \cdot 2 = 11,2 \text{ »}$

Калитка $\Sigma l_3 = (0,85 + 2) 2 = 5,7 \text{ »}$

$$\Sigma l_2 + \Sigma l_3 = 11,2 + 5,7 = 16,9 \text{ пог. м};$$

$$G = 11,25 \cdot 6,8 + 16,9 \cdot 27,2 = 535 \text{ кг/ч}.$$

Расход тепла $Q = 535 \cdot 0,24 [16 - (-24)] = 5136 \text{ ккал/ч}$.

2. Станочное отделение.

Девять окон $\Sigma l = 3,75 \cdot 9 = 33,5 \text{ пог. м}$;

$$G = 33,5 \cdot 6,8 = 229 \text{ кг/ч};$$

$$Q = 229 \cdot 0,24 [16 - (-24)] = 220 \text{ ккал/ч}.$$

Общий расход тепла на нагрев инфильтрующегося воздуха

$$\Sigma Q = 7336 \text{ ккал/ч}.$$

Определяем расход тепла на нагрев пиломатериала, поступающего в заготовительный цех.

Вес материала

$$G = V\gamma = 1,5 \cdot 0,5 = 0,75 \text{ т} = 750 \text{ кг}.$$

Теплоемкость дерева $c = 0,6 \text{ ккал/кг}^\circ\text{C}$, $t_b = +16^\circ\text{C}$.

Принимая температуру материала выше t_n на 10°C , получаем

$$t_m = -24 + 10 = -14^\circ\text{C}.$$

За первый час нагревания материал поглощает 50% всего тепла, идущего на его нагрев, $B = 0,5$

$$Q = 750 \cdot 0,6 [16 - (-14)] 0,5 = 6750 \text{ ккал/ч}.$$

В соответствии с техническими условиями на проектирование отопления и вентиляции промышленных зданий в тепловом балансе цеха необходимо учесть тепловыделения от оборудования.

¹ Главстройпроект. Руководящие указания по проектированию отопления и вентиляции механосборочных цехов. Л—102, 1948.

Таблица 5

Ведомость подсчета теплопотерь

№ помещения	Наименование помещений	t _в в °С	Поверхность охлаждения				k	Δt в °С	Добавки в %			Коэффициент поправки	Теплопотери с включением поправки	Расход тепла в ккал/ч на нагрев		Тепловыделение в лед	Баланс теплопотерь
			обозначение	ориентировка по сторонам света	размеры в м	γ в м²			на солнце	на ветер	прочие			воздуха	материала		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
101	Курительная	+14	Н. С.	Ю-З	4×4,3	17,2	1,12	38	—	5	5	1,10	805				
			Д. О.	Ю-З	1,4×1,9	2,66	1,38	38	—	5	5	1,10	153				
			Н. С.	С-З	3,8×4,3	16,34	1,12	38	10	5	5	1,2	835				
			Пл.		13,36×0,37×38	—	—	—				—	188				
			Пт.		3,4×2+1,6×1,6	9,36	0,74	38×0,9	—	—		—	237				2218
102	Уборные	+14	Пл.		(1,6×0,4×0,37+1,6×								25				
			Пт.		×1,4×0,19) 38 1,8×1,6	2,88	0,74	38<0,9					72 97		—	—	97
103	Пилоточка	+16	Н. С.	С-З	4,2×4,3	18,06	1,12	40	10	5		1,15	930				
			Д. О.	С-З	1,4×1,9×2	5,32	1,38	40	10	5	—	1,15	338				
			Пл.	—	(4,2×2×0,37+4,2×	—		—			—		175				
			Пл.	—	×1,6×0,19) 40 4,2×3,6	15,12	0,74	40<0,9			—		402		—	—	1845

104	Контора	+18	Н. С.	С-3	3,6×4,3	15,48	1,12	42	10	5	-	1,15	838	-	-	1500
			Д. О.	С-3	1,4×1,9	2,66	1,38	42	10	5	-	1,15	177	-	-	
			Пл.	-	(3,6×2×0,27+3,6× ×1,6×0,15) 42				-	-	-		123	-	-	
			Пг.	-	3,6×3,6	12,96	0,74	42×0,9	-	-	-	-	362	-	-	
													1500			
105	Станочное отделение	+16	Н. С.	С-3	23,6×4,3	101,48	1,12	40	10	5	-	1,15	5230			
			Д. О.	С-3	1,4×1,9×9	23,94	1,38	40	10	5	-	1,15	1518			
			Н. С.	Ю-В	23,6×4,3	101,48	1,12	40	5	5	-	1,1	523			
			Д. О.	Ю-В	1,4×1,9×9	23,94	1,38	40	5	5	-	1,1	1452			
			Пл.	-	(23,6×2×2×0,37+ +23,6×2×2×0,19+ +23,6×1,2×0,1) 40				-	-	-	-	227			
			Пг.		23,6×9,2	217,12	0,74	40×0,9	-	-	-	-	5783	2200	9030	14403
													21233			
106	Сборочное отделение	+16	Н. С.	С-3	15,6×4,3	63,08	1,12	40	10	5	-	1,15	3456			
			Д. О.	С-3	1,4×1,9×6	15,96	1,38	40	10	5	-	1,15	1012			
			Н. С.	Ю-В	15,6×4,3	67,08	1,12	40	5	5	-	1,1	3306			
			Д. О.	Ю-В	1,4×1,9×6	15,96	1,38	40	5	5	-	1,1	968			
			В. С.	-	2,8×4	11,2	1,64	40×0,7	-	-	-	-	515			
			О.В.Л.	-	2×0,85	1,7	0,86	40×0,7	-	-	50	1,5	62			

Продолжение табл. 5

№ помещения	Наименование помещений	t _в в °C	Поверхность охлаждения				F в м ²	k	Δt в °C	Добавки в %				К.эфф. цинт. добавок	Теплопотери с включением добавок	Расход тепла в ккал/ч		Тепловыделения в цех	Баланс теплопотерь
			обозначения	ориентировка по сторонам	размеры в м	свиста				на стены	на ветер	прочие	воздуха			материала			
1	2	3	4	5	6	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18			
106	Сборочное отделение	+16	В. В. Пл.	—	2×2,4—1,7 (15,6×2×2<0,37+ 15,6×2,2×0,19+ 1,2×0,19 14,6× ×1,2×0,1) 40	3,1 — 143,52	0,86 — 0,74	40 0,7 — 40×0,9	— — —	— — —	— — —	75 1477 3813 14684	— 315 315	—	—	—	14 999		
107	Кладовая	+16	Н. С. Н. С. Д. О. В. С. Пл. Пт.	С-З С-В С-В — — —	3,4; 4,3 2,4, 3 1, 0,7 3,4 (1,6 (3+1,6, 2) 0,37, 40) 1,6, 3	14,62 8,6 0,7 12 — 4,8	1,12 1,12 1,38 1,64 — 0,74	40 40 40 40; 0,7 — 40×0,9	10 10 10 — — —	5 5 5 — — —	5 — — — — —	1,2 1,2 1,2 — — —	784 462 47 552 118 129 2091	—	—	2091			
109	Клееварка	+16	Н. С. Д. О. Н. С. В. С.	С-В С-В О-В —	5,2×4,3 1,4×1,9 3,4×4,3 3,4	22,36 2,66 14,62 12	1,12 1,38 1,12 1,64	40 40 40 40×0,7	10 10 5 —	5 5 5 —	— — — —	1,13 1,15 1,1 —	1150 169 720 552	—	—	—			

1. Заготовительное отделение.

мощность оборудования $N=4,5$ квт.

тепловыделения по формуле (19)

$$Q = 0,25 \cdot 860 N = 215 \cdot 4,5 = 970 \text{ ккал/ч.}$$

2. Станочное отделение.

мощность оборудования $N=42$ квт.

тепловыделения

$$Q = 215 \cdot 42 = 9030 \text{ ккал/ч.}$$

Все данные подсчета теплотерь сведены в табл. 5. Графа 14 табл. 5 заполняется в результате перемножения данных, занесенных в графы 7, 8, 9 и 13, графа 18 — в результате сложения значений, записанных в графы 14, 15 и 16, за вычетом цифр графы 17. При подсчете теплотерь поверхностей охлаждения из коэффициентов теплопередачи окон, дверей и ворот вычитается коэффициент теплопередачи стены. В остальном таблица не нуждается в пояснениях.

Из примера видно, какое большое значение в теплотехническом отношении имеет устройство тамбура у ворот. Если бы в заготовительном отделении был устроен тамбур, то теплотери через ворота, включая расход тепла на нагрев врывающегося воздуха, составляли бы всего лишь 650 ккал/ч, т. е. почти в 5 раз были бы меньше, чем без тамбура.

Глава III

СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

§ 6. ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООТДАЧИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Поверхность теплоотдачи нагревательных приборов водяных систем отопления в *ЭКМ*

$$F_{\text{ЭКМ}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{k_{\text{ЭКМ}} \Delta t_{\text{T}}} \cdot \frac{\beta_1 \beta_2}{\beta_0}, \quad (20)$$

где $Q_{\text{пр}}$ — тепловая нагрузка на прибор в *ккал/ч*;
 $k_{\text{ЭКМ}}$ — коэффициент теплопередачи прибора типа Н-150, принятого за эталон, в *ккал/м² ч °С*.

При подаче воды в прибор по схеме:
сверху вниз $k_{\text{ЭКМ}} = 1,79 \Delta t_{\text{T}}^{0,32}$;
снизу вниз $k_{\text{ЭКМ}} = 3,25 \Delta t_{\text{T}}^{0,15}$;
снизу вверх $k_{\text{ЭКМ}} = 2,8 \Delta t_{\text{T}}^{0,15}$.

Температурный напор

$$\Delta t_m = t_{\text{ср}} - t_{\text{в}},$$

где $t_{\text{ср}}$ — средняя температура воды в приборе.

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{г}} + t_{\text{о}}}{2} = t_{\text{г}} - \frac{\Delta t_{\text{пр}}}{2},$$

где $t_{\text{г}}$ — температура воды, входящей в прибор;
 $t_{\text{о}}$ — температура воды, выходящей из прибора;
 $\Delta t_{\text{пр}}$ — температурный перепад в приборе;
 $t_{\text{в}}$ — температура воздуха в помещении.

Теплоотдача в 1 *экм* прибора

$$q_{\text{ЭКМ}} = k_{\text{ЭКМ}} \Delta t_{\text{T}}.$$

Значения $k_{\text{ЭКМ}}$ и $q_{\text{ЭКМ}}$ даны в приложениях IV и V.

$\beta_1, \beta_2, \beta_0$ — коэффициенты учитывающие поправки на поверхность нагрева прибора, в том числе:

β_1 — на охлаждение воды в трубах, если при расчете системы не определяется фактическая температура воды, входящей в прибор;

β_2 — на способ установки прибора (в нише, в ограждении и т. д.)
Если прибор установлен открыто на стене или в нише глубиной до 130 мм, β_2 принимается равным единице;

β_0 — на расход воды в приборе.

β_0 зависит от относительного расхода воды в приборе $G_{\text{отн}}$

$$G_{\text{отн}} = \frac{G_{\text{ф}}}{F_{\text{экм}} G_{\text{н}}} = \frac{q_{\text{экм}}}{17,4 \Delta t_{\text{пр}}}, \quad (21)$$

где $G_{\text{ф}}$ — расход воды в приборе в кг/ч;

$\frac{G_{\text{ф}}}{F_{\text{экм}}}$ и $G_{\text{н}}$ — фактический и так называемый нормальный расход воды через 1 экм прибора в кг/ч. $G_{\text{н}}$ для всех приборов равен 17,4 кг/м² ч.

В двухтрубных системах отопления с температурным перепадом 20—25°C β_0 принимается равным единице.

Значения β_1 и β_0 даны в приложении.

Температурный перепад в приборе

$$\Delta t_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{\alpha G_{\text{ст}}}, \quad (22)$$

где α — коэффициент затекания воды в приборы. Для двухтрубных и проточных одноконтурных систем $\alpha = 1$, для одноконтурных с перемычками определяется по таблицам и графикам, имеющимся в справочной литературе по отоплению;

$G_{\text{ст}}$ — расход воды в стояке в кг/ч.

Количество секций радиаторов

$$n = \frac{F_{\text{экм}}}{f_{\text{экм}} \beta}, \quad (23)$$

где $f_{\text{экм}}$ — поверхность нагрева одной секции радиатора в экм;

β — поправочный коэффициент на количество секций в приборе:

при $n < 5$	$\beta = 0,95;$
» n от 6 до 8	$\beta = 1;$
» n от 9 до 12	$\beta = 1,02;$
» $n \geq 15$	$\beta = 1,05.$

Приведенными формулами пользуются при подборе не только радиаторов, но и ребристых труб и регистров, при этом β принимается равным 1.

Если стояки и подводки в помещении проложены открыто, при определении тепловой нагрузки на приборы необходимо учитывать их полезную теплоотдачу, так как это дает значительную экономию поверхности нагрева приборов.

Полная теплоотдача неизолированных труб

$$Q_{\text{т}} = \pi d_{\text{н}} l k (t_{\text{т}} - t_{\text{в}}) \text{ ккал/ч.} \quad (24)$$

Полезная теплоотдача

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{т}} a, \quad (25)$$

где $d_{\text{н}}$ — наружный диаметр трубы в м;

l — длина трубы в м;

k — коэффициент теплопередачи трубы;

$t_{\text{т}}$ — температура теплоносителя;

$t_{\text{в}}$ — температура помещения;

a — поправочный коэффициент, учитывающий уменьшение полезной теплоотдачи неизолированной трубы в зависимости от ее положения в помещении.

Значение коэффициента a принимается

вертикальные трубы (стояки) — 0,5;
 горизонтальные трубы, прокладываемые у потолка — 0,25;
 горячая подводка к приборам — 1;
 обратная подводка к приборам и горизонтальные трубопроводы, проложенные у пола, — 0,75.

При подборе отопительных приборов допускается уменьшение их поверхности нагрева против расчетной: для радиаторов на 0,1 м², для ребристых труб до 10%.

§ 7. ПОЯСНЕНИЯ К ПРИМЕРАМ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Формулы для гидравлического расчета систем отопления, имеющиеся в учебниках, нами не приводятся.

Коэффициенты местных сопротивлений тройников и крестовин ζ в системах с естественной циркуляцией определяем по таблицам б. ЦНИПС¹.

Таблицами б. ЦНИПС мы пользуемся и при расчете малых циркуляционных колец однотрубных систем отопления с искусственным побуждением, а также во всех случаях расчета при определении коэффициентов местных сопротивлений противоточных тройников.

В остальных случаях принимаем упрощенные значения ζ для тройников и крестовин.

Для тройников:

на проходе	1
„ повороте	1,5
„ противотоке	3
Для крестовин:	
на проходе	2
„ повороте	3

Расчетные номограммы, значения коэффициентов местных сопротивлений, а также объемных весов воды γ и динамических давлений h_v имеются в учебниках (в частности, в учебнике М. И. Киссина «Отопление и вентиляция») и в справочниках по отоплению.

Для определения коэффициентов затекания воды в приборы при расчете однотрубных систем на рис. 10 приведен график.

Предельно допустимые невязки в потерях давления циркуляционных колец приняты для двухтрубных систем 25%, для однотрубных 15%.

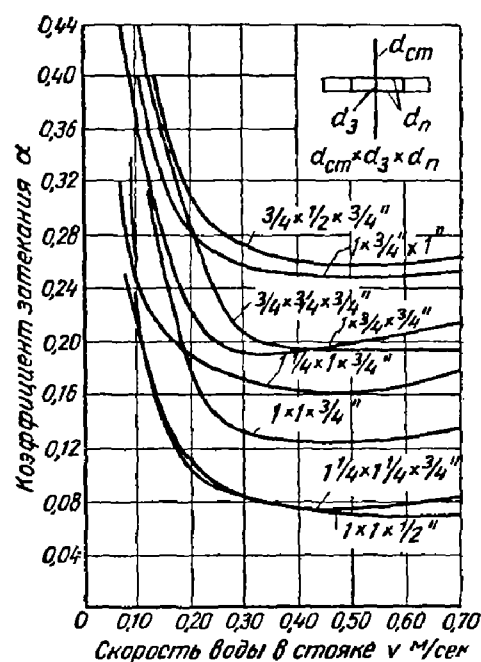


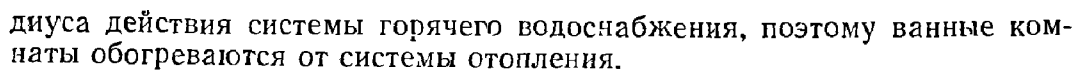
Рис. 10

§ 8. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Пример 19. Запроектировать двухтрубную систему водяного отопления с верхней разводкой и естественной циркуляцией для двухэтажного 12-квартирного жилого дома, планы которого приведены на рис. 11, а разрез — на рис. 8. Котельная устроена в подвале. Нагрева-

¹Центральный научно-исследовательский институт промышленных сооружений.

Решение. В ванных комнатах не предусмотрены регистры-полотенцесушители и циркуляционный трубопровод вследствие малого ра-



Теплопотери котельной при $t = +15^\circ\text{C}$ составляют около 2400 ккал/ч. Расход тепла на нагрев приточного воздуха в котельную для возмещения расхода воздуха, идущего на сжигание топлива, составляет 2500 ккал/ч.

Теплоотдача в окружающую среду котла ВНИИСТО-Мч, по данным проф. М. М. Щеголева, составляет 1500 ккал/ч, в котельной же установлены два котла для отопления. Кроме того, имеются тепловые деления от бойлера, ежедневно работающего котла на горячее водо-

снабжение, конденсационного бака, трубопроводов и дымовой трубы. Эти тепловыделения с избытком покроют теплотери котельной и расход тепла на нагрев воздуха.

На планах этажей в скобках показаны окончательно принятые к расчету теплотери помещений.

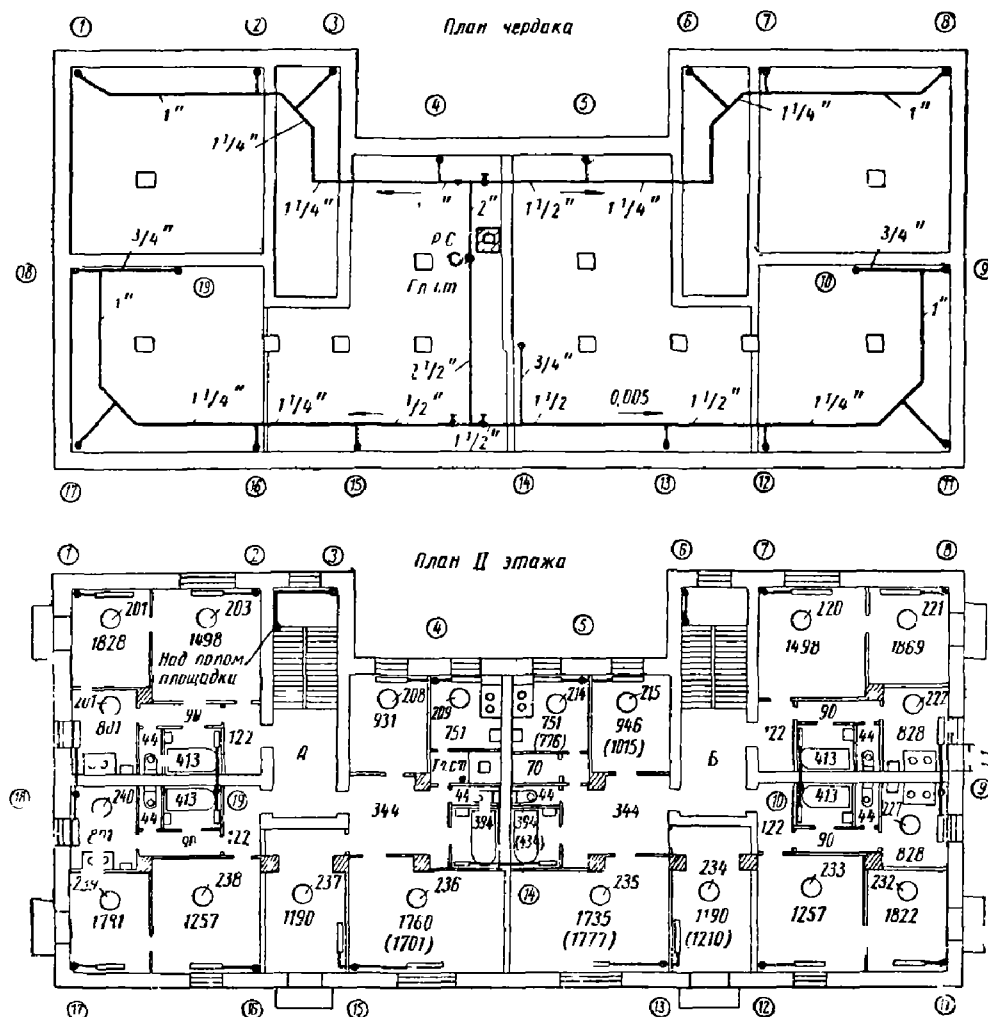


Рис. 11. Двухквартирный жилой дом

Общий расход тепла на систему отопления с учетом попутных потерь

$$Q = 1,2 \cdot 60859 = 73\,030 \text{ ккал/ч.}$$

Принимаем к установке два котла ВНИИСТО-Мч поверхностью нагрева $3,42 \text{ м}^2$ и теплопроизводительностью $38\,000 \text{ ккал/ч}$ каждый. На планах этажей показываем положение стояков, нагревательных приборов и вычерчиваем в масштабе по правилам начертательной геометрии аксонометрическую схему системы отопления.

Чтобы не перегружать чертежа, схема на рис. 12 (см. вклейку между стр. 64—65) разделена на две части. Схема стояков 3, 10 и 19, а также обвязка котлов и главный стояк показаны отдельно. На обратных стояках везде показаны отступы, вызванные утолщением стен подвала.

В лестничных клетках ставятся однотрубные стояки с подводкой к нагревательным приборам по проточной схеме. В соответствии с указаниями СНиП II-Г.7-62 все приборы в лестничных клетках устанавливаем только на I этаже. Эти указания относятся к зданиям высотой до четырех этажей. Средняя высота расположения горячей магистрали над уровнем засыпки составляет 0,6 м, обратная магистраль проложена под окнами подвала. По тепловым нагрузкам, отмеченным на нагревательных приборах, подсчитываем тепловые нагрузки на все участки схемы.

Расчет начинаем с 1-й ветви, как наиболее протяженной и нагруженной.

Определяем величину естественного давления в кольцах, проходящих через нагревательные приборы I этажа стояков 9, 10, 11, 12, 13, 14, по формуле

$$H_e = h(\gamma_{70} - \gamma_{95}) + \Delta H \text{ кг/м}^2,$$

где h — превышение оси нагревательных приборов I этажа над центром нагрева воды в котле;

γ_{70} и γ_{95} — объемные веса охлажденной и горячей воды ($\gamma_{95} = 977,81$; $\gamma_{70} = 961,92$; $\gamma_{70} - \gamma_{95} = 15,89 \text{ кг/м}^3$).

Высота котельной составляет 3 м. Высота расположения колосниковых решеток котлов над уровнем пола 245 мм. Центр нагрева воды в котлах ВНИИСТО-Мч принимается на 150 мм выше уровня колосниковой решетки. Толщина перекрытия котельной равна 0,3 м. Расстояния от центра приборов до уровня пола I этажа

$$\frac{0,5}{5} + 0,1 = 0,35 \text{ м};$$

$$h = (3 + 0,3 + 0,35) - (0,15 + 0,245) = 3,25 \text{ м};$$

$$h(\gamma_{70} - \gamma_{95}) = 3,25 \cdot 15,89 = 51,64 \text{ кг/м}^2.$$

Если $h(\gamma_{70} - \gamma_{95})$ является общей величиной для всех циркуляционных колец ветви, дополнительное естественное давление ΔH , возникающее за счет охлаждения воды в магистрали и стояках, в каждом кольце будет разное.

Кольцо стояка 9.

Расход воды в стояке

$$G = \frac{3194}{25} = 128 \text{ кг/ч.}$$

Чтобы определить величину дополнительного естественного давления h_{01} за счет охлаждения воды в магистрали, необходимо знать радиус действия кольца, под которым понимается расстояние от главного до рассчитываемого стояка. В нашем случае это расстояние равно

$$l = 6 + 1,8 + 5,4 + 3,6 + 5,4 + 5,4 + 1 = 28,6 \text{ м} > 25 \text{ м.}$$

По номограмме 2 приложения II $h'_0 = 3,4 \text{ кг/м}^2$ на 1 пог. м превышения магистрали над центром нагрева воды в котле, которое в данном случае равно 9,6 м.

$$h_{01} = 3,4 \cdot 9,6 = 32,64 \text{ кг/м}^2.$$

Дополнительное естественное давление за счет охлаждения воды в стояке 9 по номограмме 3 приложения II $h_{02} = 16 \text{ кг/м}^2$.

Полное естественное давление в кольце стояка 9

$$H_e = 51,64 + 32,64 + 16 = 100,28 \text{ кг/м}^2.$$

Таким же путем находим значение H_e для остальных колец. Резервируя заранее для всех колец системы отопления 10% от H_e , как запас на неучтенные сопротивления, получаем располагаемые естественные давления H_p .

Так, для кольца стояка 9

$$H_p = 100,28 \cdot 0,9 = 90,25 \text{ кг/м}^2.$$

№ стояков	9	10	11	12	13	14
H_p	90,25	99,04	76,53	78,3	65,22	77,44

Гидравлический расчет можно вести двояко: сначала рассчитать четыре больших циркуляционных кольца, а затем стояки каждой ветви или произвести полностью расчет всех стояков одной ветви, затем другой и т. д. Примем второй способ.

Гидравлический расчет 1-й ветви начнем с кольца, проходящего через стояк 9. В этом случае при расчете нужно следить за тем, чтобы потери давления на участках, ближайших к котлу, не были слишком большими, так как стояк 13, кольцо которого имеет наименьший располагаемый напор, может остаться без резерва давления. Длина рассчитываемого кольца $l=89,8 \text{ м}$.

Отбросив 50% располагаемого давления на местные сопротивления, получим среднее удельное давление

$$R_{\text{ср.уд}} = \frac{0,5 \cdot 90,25}{89,8} = 0,5 \text{ кг/м}^2.$$

Имея готовый расчетный бланк (табл. 6), заполняем в нем графы 1, 2, 4. Деля тепловые нагрузки на температурный перепад в системе, равный 25°C , получим расходы воды для каждого участка и заносим их в графу 3. Затем по расходу и среднему удельному давлению находим для каждого участка из таблицы или номограммы расчета трубопроводов d , v , R и заносим их в табл. 6. Чтобы показать разницу в результатах подсчета потерь давления на местные сопротивления, коэффициенты местных сопротивлений тройников и крестовин будем брать в двух вариантах: по данным § 7 и таблицам б. ЦНИПС.

Первый вариант назовем упрощенным, второй — уточненным. Коэффициент местного сопротивления тройников для спуска воздуха и воды по обоим вариантам принят 0,7, так как $\frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{отв}}} = 1$. Ход гидравлического расчета виден из табл. 6. Поэтому мы ограничиваемся подсчетом коэффициентов местных сопротивлений и располагаемых давлений.

Магистральные участки. Участок 1 ($d=2\frac{1}{2}''$).

На выходе из котла $\zeta=1,25$; отвод $\zeta=0,5 \cdot 2=1$; тройник проходной $\zeta=1$; задвижка $\zeta=0,5$; $\Sigma\zeta=3,75$.

По данным б. ЦНИПС, для тройника на проходе при слиянии потоков с отношением $\frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{отв}}} = \frac{1217}{2434} = 0,5$, $\zeta=2,2$. Уточненное значение $\Sigma\zeta=4,95$.

Участок 2 ($d=89/3,25$).

Отвод $\zeta=0,5$; полуотвод $\zeta=0,5 \cdot 0,5=0,25$; $\Sigma\zeta=0,75$.

Участок 3 ($d=2\frac{1}{2}''$).

Таблица 6

№ участка	Q в ккал/ч	G в кг/ч	l в м	d в дюймах	v в м/сек	R в кг/м ²	Rl	h ₀	ΣC				Варианты расчетов				Rl+Z			
									10	10'	11	11'	упрощен- ный	упрощен- ный	упрощен- ный	упрощен- ный	12	12'	упрощен- ный	упрощен- ный
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	10'	11	11'	упрощен- ный	упрощен- ный	упрощен- ный	упрощен- ный	12	12'	упрощен- ный	упрощен- ный

Кольцо I через участки 1-2-3-4-5-6-7 8 9-10 11 12-13-14-15-16-17-18-19-20																				
1-я ветвь. H ₀ =90,25 кг/м ² , R _{ср.уд} =0,5 кг/м ²																				
1	30 430	1217	2,7	2 1/2	0,1	0,22	0,6	0,5	3,75	4,95	1,88	2,48	4,95	1,88	2,48	2,48	2,48	3,08		
2	60 859	2438	11,2	89/3,25 мм	0,13	0,27	3,02	0,85	0,75	0,75	0,64	0,64	0,75	0,64	0,64	3,66	3,66	3,66		
3	33 210	1328	6	2 1/2	0,11	0,25	1,5	0,6	3	5,68	1,8	3,41	5,68	1,8	3,41	3,3	3,3	4,91		
4	17 497	700	1,8	1 1/2	0,15	0,92	1,66	1,12	5	7,83	5,6	8,76	7,83	5,6	8,76	7,26	7,26	10,42		
5	15 991	640	5,4	1 1/2	0,14	0,78	4,22	0,98	1	0,76	0,98	0,75	0,76	0,98	0,75	5,2	5,2	4,97		
6	10 593	424	3,6	1 1/2	0,11	0,45	1,62	0,6	1	0,96	0,6	0,58	0,96	0,6	0,58	2,22	2,22	2,2		
7	8 245	330	5,4	1 1/4	0,097	0,48	2,59	0,47	1,5	1,49	0,71	0,7	1,49	0,71	0,7	3,3	3,3	3,29		
8	4 732	189	5,4	1	0,096	0,67	3,62	0,46	1,5	2,15	0,69	0,99	2,15	0,69	0,99	4,31	4,31	4,61		
9	3 194	128	4,0	3/4	0,1	1,08	4,32	0,5	7,2	8,1	3,6	4,05	8,1	3,6	4,05	7,92	7,92	8,37		
10	1 538	62	3	3/4	0,05	0,21	0,63	0,13	4	3,59	0,52	0,48	3,59	0,52	0,48	1,15	1,15	1,11		
11	769	31	3,2	1/2	0,046	0,21	0,68	0,11	12	16,34	1,32	1,8	16,34	1,32	1,8	2	2	2,48		
12	3 194	128	0,6	3/4	0,1	1,08	0,65	0,5	2,5	2,49	1,25	1,25	2,49	1,25	1,25	1,9	1,9	1,9		
13	4 732	189	8,8	1	0,096	0,67	5,89	0,46	5,7	6,35	2,62	2,92	6,35	2,62	2,92	8,51	8,51	8,81		
14	8 245	330	6,6	1 1/4	0,097	0,48	3,15	0,47	1	0,99	0,47	0,47	0,99	0,47	0,47	3,62	3,62	3,62		
15	10 593	424	3,6	1 1/2	0,11	0,45	1,62	0,6	1	0,96	0,6	0,58	0,96	0,6	0,58	2,22	2,22	2,2		
16	15 991	640	4,0	1 1/2	0,14	0,78	3,12	0,98	1	0,76	0,98	0,75	0,76	0,98	0,75	4,1	4,1	3,87		
17	17 497	700	1,4	1 1/2	0,15	0,92	1,29	1,12	5	6,67	5,6	7,47	6,67	5,6	7,47	6,89	6,89	8,76		
18	33 210	1328	8	2 1/2	0,11	0,25	2	0,6	3	4,56	1,8	2,74	4,56	1,8	2,74	3,8	3,8	4,74		
19	60 859	2434	3,7	89/3,25 мм	0,13	0,27	1	0,85	1	1	0,85	0,85	1	0,85	0,85	1,85	1,85	1,85		
20	30 430	1217	1,4	2 1/2	0,1	0,22	0,31	0,5	3,75	4,95	1,88	2,98	4,95	1,88	2,98	2,19	2,19	2,79		
		89,8		—	—	—	43,49	—	—	—	34,39	44,15	—	34,39	44,15	77,88	77,88	87,64		

Невязка при подсчете по упрощенному варианту $\frac{90,25-77,88}{90,25} 100=13,7\%$.

По уточненному варианту $\frac{90,25-87,64}{90,25} 100=2,9\%$.

2-я ветвь. H₀=70,12 кг/м², R_{ср.уд}=0,64 кг/м².

21	15713	629	4,2	1 1/2	0,14	0,76	3,19	0,98	8,3	9,1	8,13	8	11,19	11,19
22	10416	417	3,6	1 1/4	0,12	0,71	2,56	0,72	1	1,12	0,72	0,81	3,37	3,37
23	8068	323	5,4	1 1/4	0,093	0,45	2,43	0,43	1,5	1,39	0,65	0,6	2,03	3,03
24	4638	186	5,4	1	0,093	0,65	3,51	0,43	1,5	2,22	0,65	0,96	4,16	4,47
25	3100	124	4	3/4	0,091	0,85	3,4	0,41	7,8	7,8	3,2	3,2	6,6	6,6
26	1498	60	3	1 1/2	0,09	1,2	3,6	0,4	5	4,59	2	1,83	5,6	5,43
27	749	30	3,2	1 1/2	0,045	0,2	0,64	0,105	15,3	14,17	1,61	1,49	2,25	2,13
28	3100	124	0,6	3/4	0,091	0,85	0,51	0,41	2,5	2,12	0,82	0,86	1,33	1,37
29	4638	186	8,8	1	0,093	0,65	5,72	0,43	5,7	6,26	2,45	2,69	8,17	8,41
30	8068	323	6,6	1 1/4	0,093	0,45	2,97	0,43	1	0,93	0,43	0,4	3,4	3,37
31	10416	417	3,6	1 1/4	0,12	0,71	2,56	0,72	1	1,12	0,72	0,81	3,28	3,37
32	15713	629	6	1 1/2	0,14	0,76	4,56	0,98	7	7,6	6,86	7,44	11,42	12
			54,4	—	—	—	35,65	—	—	—	28,24	29,09	63,89	64,74

Навязка $\frac{70,12-64,74}{70,12} 100=7,7\% < 25\%$.

33	27649	1106	2,8	2	0,145	0,6	1,68	1,05	6,3	7,65	6,62	8,05	8,3	9,73
34	14117	565	4,2	1 1/2	0,125	0,62	2,6	0,785	8,3	8,15	6,52	6,4	9,12	9
35	10745	430	7,6	1 1/4	0,13	0,8	6,08	0,85	2,5	2,42	2,12	2,06	8,2	8,14
36	6442	258	1,8	1 1/4	0,075	0,31	0,56	0,28	1,5	1,91	0,42	0,54	0,98	1,1
37	3612	145	10	1	0,063	0,32	3,2	0,198	5,7	6,42	1,13	1,27	4,33	4,47
38	1743	70	3	3/4	0,057	0,3	0,9	0,165	1	2,2	0,17	0,36	1,07	1,26
39	871	35	2,8	1 1/2	0,05	0,24	0,67	0,13	18,3	17,17	2,38	2,23	3,05	2,9
40	3612	145	8,6	1	0,063	0,32	2,75	0,198	5,7	6,42	1,13	1,27	3,83	4,02
41	6442	258	4,6	1 1/4	0,075	0,31	1,43	0,28	2	2,41	0,56	0,67	1,93	2,1
42	10745	430	5,8	1 1/4	0,13	0,8	4,64	0,85	2	1,92	1,7	1,63	6,34	6,27
43	14117	565	2,6	1 1/2	0,125	0,62	1,61	0,785	7	6,89	5,49	5,4	7,1	7,01
44	27649	1106	2,6	2	0,145	0,6	1,56	1,05	5	5,8	5,25	6,1	6,81	7,66
			56,4	—	—	—	27,68	—	—	—	33,49	35,98	61,17	63,66

Невязка $\frac{66,16-63,66}{66,16} 100=3,8\% < 25\%$.

Продолжение табл. 6

продолжение табл. 6																					
№ участка	Q в ккал/ч	G в кг/ч	l в м	d в дюймах	v в м/сек	R	в кг/м²					h _в	Варианты расчетов								Rl+Z
							7	8	9	10	10'		11	11'	12	12'					
																	упрощен- ный	уточнен- ный	упрощен- ный	уточнен- ный	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	10'	11	11'	12	12'							
Стойка 10. H _p =25,26 кг/м², R _{ср.уд} =0,33 кг/м²																					
47'	1538	62	7,4	3/4	0,05	0,21	1,56	0,13	15,2	25,05	1,98	3,25	3,54	4,81							
47"	1538	62	2	1/2	0,09	0,2	0,4	0,4	—	—	—	—	0,4	0,4							
48	712	29	3	1/2	0,045	0,21	0,63	0,105	5	4,6	0,73	0,49	1,36	1,12							
49	356	15	2,8	1/2	0,023	0,11	0,31	0,029	15	18,22	0,47	0,53	0,78	0,84							
50	1538	62	7,1	3/4	0,05	0,21	1,49	0,13	13,7	22	1,78	2,86	3,27	4,35							
Стойка 11. H _p =16,17 кг/м², R _{ср.уд} =0,33 кг/м²																					
Избыток давления H _{изб} =25,26—11,52=13,74 кг/м² погасить вентилем на стояке																					
Стойка 11. H _p =16,17 кг/м², R _{ср.уд} =0,33 кг/м²																					
51	3513	141	5,6	1	0,071	0,41	2,29	0,428	5,2	6,4	2,22	2,74	4,51	5,03							
52	1691	68	3	3/4	0,055	0,27	0,81	0,155	3	4,2	0,47	0,65	1,28	1,46							
53	846	34	3,2	1/2	0,03	0,24	0,77	0,13	15	19,34	1,95	2,52	2,72	3,29							
54	3513	141	2	3/4	0,12	1,3	2,6	0,72	5,7	5,23	4,1	3,77	6,7	6,37							
Стойка 12. H _p =23,86 кг/м², R _{ср.уд} =0,64 кг/м²																					
Невязка $\frac{16,17-16,15}{16,17} \cdot 100=0,1\%$																					
55'	2348	94	2	3/4	0,076	0,6	1,2	0,288	13,7	15,93	3,94	4,58	5,14	5,78							
55"	2348	94	2	1/2	0,14	2,7	5,4	0,98	—	—	—	—	5,4	5,4							

Тройник на противотоке $\zeta=3$. По данным б. ЦНИПС, при отношении $\frac{G_{отв}}{G_{ств}} = \frac{1328}{2434} = 0,54$ значение коэффициента местного сопротивления тройника на противотоке при делении потоков $\zeta=5,68$.

Участок 4 ($d=1\frac{1}{2}''$).

Кран проходной $\zeta=2$; тройники на противотоке $\zeta=3$; $\Sigma\zeta=5$.

По данным б. ЦНИПС, для тройника на противотоке при делении потоков, у которого $\frac{G_{отв}}{G_{ств}} = \frac{700}{1328} = 0,53$, значение $\zeta=5,83$. Уточненное значение $\Sigma\zeta=7,83$.

Участок 5 ($d=1\frac{1}{2}''$).

Тройник проходной $\zeta=1$.

По данным б. ЦНИПС, при $\frac{G_{пр}}{G_{ств}} = \frac{640}{700} = 0,91$, для тройника $\zeta=0,76$.

Участок 6 ($d=1\frac{1}{2}''$).

Тройник проходной $\zeta=1$.

По данным б. ЦНИПС, при $\frac{G_{пр}}{G_{ств}} = \frac{424}{640} = 0,73$ для тройника $\zeta=0,96$.

Участок 7 ($d=1\frac{1}{4}''$).

Тройник проходной $\zeta=1$; полуотвод $\zeta=1 \cdot 0,5=0,5$; $\Sigma\zeta=1,5$.

По данным б. ЦНИПС, для тройника на проходе при делении потоков с $\frac{G_{пр}}{G_{ств}} = \frac{330}{424} = 0,71$, $\zeta=0,99$. Уточненное значение $\Sigma\zeta=1,49$.

Участок 8 ($d=1''$).

То же, что для участка 7, $\zeta=1,5$.

По данным б. ЦНИПС, для тройника на проходе при делении потоков с $\frac{G_{пр}}{G_{ств}} = \frac{189}{330} = 0,57$, $\zeta=1,65$. Уточненное значение $\Sigma\zeta=2,15$.

Участки стояка 9.

Участок 9 ($d=3/4''$).

Тройник на противотоке $\zeta=3$; отвод $\zeta=1,5$; кран проходной¹ $\zeta=2$; спускной тройник $\zeta=0,7$; $\Sigma\zeta=7,2$.

По данным б. ЦНИПС, для тройника на противотоке при делении потоков с $\frac{G_{отв}}{G_{ств}} = \frac{128}{189} = 0,69$, $\zeta=3,9$. Уточненное значение $\Sigma\zeta=8,1$.

Участок 10 ($d=3/4''$).

Крестовина проходная $\zeta=2$; скоба $\zeta=2$; $\Sigma\zeta=4$.

По данным б. ЦНИПС, для крестовины на проходе при делении потоков с $\frac{G_{пр}}{G_{ств}} = \frac{62}{128} = 0,5$ $\zeta=1,59$. Уточненное значение $\Sigma\zeta=3,59$.

Участок 11 ($d=1\frac{1}{2}''$).

Тройник на противотоке $\zeta=3$; кран двойной регулировки $\zeta=4$; нагревательный прибор $\zeta=2$; крестовина на противотоке $\zeta=3$; $\Sigma\zeta=12$.

По данным б. ЦНИПС, для тройника на противотоке при делении потоков, у которого $\frac{G_{отв}}{G_{ств}} = \frac{31}{62} = 0,5$, $\zeta=6,3$; для крестовины II груп-

пы на повороте при слиянии потоков, у которой $\frac{G_2}{G_1} = \frac{G_3}{G_1} = 0,25$, $\zeta=4,04$.

¹ По СНиП II-Г.7-62 установка арматуры на стояках обязательна для зданий выше трех этажей; в лестничных же клетках арматура ставится независимо от этажности зданий.

В этом случае $\Sigma \zeta = 16,34$. Крестовина относится к II группе потому, что ее $d_{\text{ств}} = 3/4''$, $d_{\text{отв}} = 1/2''$.

Участок 12 ($d = 3/4''$).

Утка (отступ) $\zeta = 1,5$; тройник проходной $\zeta = 1$; $\Sigma \zeta = 2,5$.

По данным б. ЦНИПС, для тройника на проходе при $\frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{ств}}} = \frac{128}{189} = 0,69$

$\zeta = 0,99$. В этом случае $\Sigma \zeta = 2,49$.

Магистральные участки. Участок 13 ($d = 1''$).

Два отвода $\zeta = 1 \cdot 2 = 2$; кран проходной $\zeta = 2$; тройник проходной $\zeta = 1$; спускной тройник $\zeta = 0,7$; $\Sigma \zeta = 5,7$.

Значение ζ тройника, по данным б. ЦНИПС, то же, что для участка 8, т. е. $\zeta = 1,65$. Уточненное значение $\Sigma \zeta = 6,35$.

Участок 14 ($d = 1''$).

Тройник проходной $\zeta = 1$.

По данным б. ЦНИПС, при $\frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{ств}}} = \frac{330}{424} = 0,71$ для тройника $\zeta = 0,99$.

Участки 15, 16 ($d = 1 1/2''$).

Значения ζ те же, что на участках 6, 5.

Участок 17 ($d = 1 1/2''$).

Кран проходной $\zeta = 2$; тройник на противотоке $\zeta = 3$; $\Sigma \zeta = 5$.

По данным б. ЦНИПС, при $\frac{G_{\text{отв}}}{G_{\text{ств}}} = \frac{700}{1328} = 0,53$ для тройника на противотоке при слиянии потоков $\zeta = 4,67$. Уточненное значение $\Sigma \zeta = 6,67$.

Участок 18 ($d = 2 1/2''$).

Тройник на противотоке при слиянии потоков $\zeta = 3$.

По данным б. ЦНИПС, при $\frac{G_{\text{отв}}}{G_{\text{ств}}} = \frac{1328}{2434} = 0,54$ для этого же тройника $\zeta = 4,56$.

Участок 19 ($d = 89/3,25$).

Два отвода $\zeta = 0,5 \cdot 2 = 1$.

Участок 20 ($d = 89/3,25$).

Местные сопротивления и $\Sigma \zeta$ те же, что на участке 1.

Переходим к расчету остальных стояков 1-й ветви.

Кольцо стояка 10

$$H_p = 99,04 \text{ кг/м}^2.$$

Потери давления на участках, общих с кольцом стояка 9—73,78 кг/м². Эти потери давления могут быть определены как разность между потерями давления в кольце стояка 9 и на участках 9, 10, 11, 12 этого же кольца, не являющихся общими с кольцом стояка 10.

Располагаемое давление для стояка 10.

$$H_p = 99,04 - 73,78 = 25,26 \text{ кг/м}^2.$$

Имея в виду, что в стояках большая доля потерь давления приходится на местные сопротивления, принимаем коэффициент, учитывающий линейные потери, равным 0,3:

$$R_{\text{ср.уд}} = \frac{0,3 \cdot 25,26}{22,3} = 0,33 \text{ кг/м}^2.$$

Диаметры участков 47 и 50, проходящих через неотапливаемые помещения, приняты $3/4''$, так как прокладку $1/2''$ трубопроводов в этих местах при естественной циркуляции нельзя рекомендовать из-за опасности замерзания воды в трубах. Несмотря на то что на стояке 10 вместо пробочных кранов поставлены вентили, все же не удалось пол-

ностью израсходовать напор. Избыток давления нужно погашать вентилями.

С т о я к 11

$$H_p = 76,53 \text{ кг/м}^2.$$

Потери давления на участках кольца стояка 9, не являющихся общими с кольцом стояка 11, $\Sigma(Rl+Z)_{8-13} = 27,28 \text{ кг/м}^2$.

Располагаемое давление для стояка 11

$$H_p = 76,53 - (87,64 - 27,28) = 16,17 \text{ кг/м}^2.$$

Местные сопротивления

У ч а с т о к 51 ($d=1''$).

Тройник поворотный $\zeta=1,5$; пробочный кран $\zeta=2$; отвод $\zeta=1$; спускной тройник $\zeta=0,7$; $\Sigma\zeta=5,2$.

Для определения ζ тройника, по данным б. ЦНИПС, нужно знать группу тройника и отношение расходов воды в стволе и ответвлении. Диаметр магистрального трубопровода на участке 7—1 $\frac{1}{4}''$, расход воды 330 кг/ч. Сечение тройника 1 $\frac{1}{4}'' \times 1''$; следовательно, тройник относится

ко II группе: $\frac{G_{отв}}{G_{ств}} = \frac{141}{330} = 0,43$. Для тройника на повороте при делении потоков $\zeta=2,7$; $\Sigma\zeta=6,4$. Так же определяются $\Sigma\zeta$ и для остальных участков стояка. Мы произвели гидравлический расчет колец 1-й ветви через приборы нижнего этажа. Что касается циркуляционных колец, проходящих через отопительные приборы верхнего этажа, то естественное давление в них увеличивается за счет высоты расположения приборов на величину $h_2(\gamma_{70}-\gamma_{95}) \text{ кг/м}^2$.

Дополнительное естественное давление для циркуляционных колец, проходящих через приборы II этажа, равно

$$H_{д.е} = 3 \cdot 15,89 = 47,67 \text{ кг/м}^2,$$

где 3—расстояние в метрах между центрами приборов I и II этажей.

Для примера рассчитываем участки 45 и 46 кольца стояка 9, проходящего через приборы II этажа. Прежде чем определить располагаемое давление для участков 45 и 46, нужно из потерь давления в циркуляционном кольце 1 вычесть потери давления на общих участках, но эта разница, очевидно, будет равна сумме потерь давления на участках 10 и 11, которые не являются общими. В нашем случае $\Sigma(Rl+Z)_{10,11} = 1,11 + 2,48 = 3,59 \text{ кг/м}^2$. Эта величина и определила бы располагаемый напор для участков 45 и 46, исходя из равенства потерь давления в 10—11-й и 45—46-й ветвях. Но так как кольцо, проходящее через верхние нагревательные приборы, располагает дополнительным естественным давлением, равным 46,67 кг/м², то, чтобы получить располагаемое давление для участков 45 и 46, нужно сложить $\Sigma(Rl+Z)_{10,11}$ и $H_{д.е}$. В нашем случае $H_p = 3,59 + 47,67 = 51,26 \text{ кг/м}^2$.

Коэффициенты местных сопротивлений

У ч а с т о к 45 ($d=\frac{1}{2}''$).

Крестовина на повороте $\zeta=3$; кран двойной регулировки $\zeta=4$; нагревательный прибор $\zeta=2$; тройник на противотоке $\zeta=3$, $\Sigma\zeta=12$.

По данным б. ЦНИПС, определяем уточненное значение ζ для крестовины на повороте при делении потоков. Так как диаметр вышерасположенного участка 9— $\frac{3}{4}''$, а ответвления $\frac{1}{2}''$, то крестовина относится ко II группе. Скорости в подводках к правому и левому приборам

одинаковы, т. е. $v_1 = v_2$. Расход воды на участке 9 составляет 128 кг/ч, на участке 45 — 33 кг/ч; $\frac{G_2}{G_1} = \frac{33}{128} = 0,25$. По интерполяции $\zeta = 7,44$.

По данным б. ЦНИПС, для тройника на противотоке при слиянии потоков с $\frac{G_{отв}}{G_{ств}} = \frac{33}{66} = 0,5$ $\zeta = 5$. Уточненное значение $\Sigma\zeta = 18,44$.

Участок 46 ($d = 1/2''$).

Скоба $\zeta = 3$; крестовина на проходе $\zeta = 2$; $\Sigma\zeta = 5$.

По данным б. ЦНИПС, для крестовины на проходе при слиянии потоков, у которой $\frac{G_{пр}}{G_{ств}} = \frac{66}{128} = 0,51$, $\zeta = 3,51$. Уточненное значение $\Sigma\zeta = 3 + 3,51 = 6,51$.

Как видно из табл. 6, мы получили очень большой запас давления, который необходимо погасить регулировкой кранов у приборов II этажа. В противном случае через эти приборы пойдет горячей воды значительно больше, а через приборы I этажа меньше, чем требуется, и помещения II этажа будут перегреваться, а I — недогреваться.

Расчеты показывают, что за счет избыточного напора через приборы II этажа пойдет около 70% всей воды, циркулирующей в стояке. В этом заключается серьезный недостаток двухтрубной системы. Очевидно, нет необходимости рассчитывать кольца остальных стояков через приборы II этажа, так как даже при минимальном диаметре — $1/2''$ — мы нигде не сможем полностью израсходовать располагаемого давления. Переходим к расчету 2-й ветви.

Кольцо стояка 18.

Радиус действия больше 25 мм, $G_{ст} = \frac{3 \cdot 100}{25} = 124$ кг/м². По номограмме 2 приложения III $h'_0 = 3,4$, $h_{01} = 3,4 \cdot 9,6 = 32,64$ кг/м². Дополнительное естественное давление за счет охлаждения воды в стояке по номограмме 3 приложения III $h_{02} = 17$ кг/м². Полное естественное давление $H_e = 51,64 + 32,64 + 17 = 101,28$ кг/м², а с учетом 10% запаса $H_p = 91,15$ кг/м².

Потери давления на участках 1, 2, 3, 18, 19, 20, общих с кольцами 1-й ветви, составляют 21,03 кг/м².

Располагаемое давление во 2-й ветви

$$H_p = 91,15 - 21,03 = 70,12 \text{ кг/м}^2.$$

Точно так же определяется H_p и для остальных ветвей. В графе 10 при расчете 2-й и 3-й ветвей коэффициенты местных сопротивлений тройников на противотоке приняты по данным б. ЦНИПС: при делении потоков — 6,3, при слиянии — 5. Для спускных тройников на стояках принята $\zeta = 0,7$. Сравнивая результаты подсчета Z в 1-й ветви кольца по упрощенному и уточненному варианту, можно убедиться в том, что разница не выходит за пределы 10—15%, а в кольцах 2-й и 3-й ветвей снижается до 5%. Следовательно, разница вызвана главным образом различием между значениями ζ тройников на противотоке. Мы рекомендуем при расчете двухтрубных систем отопления для тройников на противотоке при слиянии потоков принимать $\zeta = 5$, при делении потоков $\zeta = 6,3$, для спускных тройников $\zeta = 0,7$.

В заключение подбираем расширительный сосуд для системы.

Емкость сосуда

$$V_{p.c} = 0,045 V_c \text{ л,}$$

где V_c — объем воды в системе.

На 1000 ккал/ч тепломощности отопительной системы при темпера-

турах теплоносителя 95—70°C принимается следующий объем воды: для радиаторов типа НМ-150 10 л, для чугунных котлов 3 л, для трубопроводов систем с естественной циркуляцией 16 л, а всего 29 л; тогда

$$V_{p.c} = 0,045 \cdot 29 \frac{60\,858}{1000} = 90 \text{ л.}$$

Подбираем типовой расширительный сосуд № 2 емкостью 100 л, диаметром 465 мм, высотой 710 мм.

Пример 20. По данным примера 19 определить фактическое естественное давление в циркуляционных кольцах системы отопления. Коэффициент полезного действия изоляции главного стояка и трубопроводов, проходящих через неотапливаемые помещения, $\eta=0,7$.

Решение. Пользуясь поправочными коэффициентами к расчетной разности температур для чердачного перекрытия и перекрытия над подвалом, определяем ориентировочную температуру воздуха:

на чердаке $t_v = 0,9[-30 - (+18)] + 18 = -25^\circ\text{C}$;

в подвале $t_p = 0,6[-30 - (+18)] + 18 \approx -10^\circ\text{C}$.

Все подсчеты сведены в табл. 8.

Теплоотдачу 1 м неизолированных труб q_r (графа 8) находим по приложению I. Исходные данные граф 1, 2, 3, 4, 13 табл. 8 берутся из табл. 6. Величина полной теплоотдачи труб определяется на основании формулы (24) и сведена в графу 10.

Падение температуры воды Δt на участках (графа 14) находим, деля величину теплотерь труб (графа 10) на расход воды на этих участках (графа 13). В графе 18 показаны длины вертикальных частей участков, учитываемые при подсчете естественного давления. Полезная теплоотдача труб Q_n (графа 12) определяется по формуле (25).

При подсчете величины Q_n учитывается теплоотдача только открыто расположенных в помещении участков стояков и подводок, так как теплоотдача участков, проложенных в перекрытиях и стенах, очень незначительна и не поддается учету.

Окончательная тепловая нагрузка приборов получается в результате вычитания величины Q_n из нагрузки, обозначенной на расчетной схеме (см. рис. 12).

Так как полезная теплоотдача обратных подводок заранее неизвестна, при определении теплоотдачи Q_n можно с достаточной для практики точностью принимать ее в размере 50% от теплоотдачи горячих подводок. Как показывают поверочные расчеты, разница между ориентировочной и точной величиной теплоотдачи обратных подводок не превышает 1—3 ккал/ч. В табл. 8 приведен такой подсчет для обратных подводок в помещениях № 222 и 227.

Начальная температура в начале обратного стояка принимается как средняя конечных температур обратных подводок, т. е. $t = \frac{66,96 + 63,85}{2} = 65,40^\circ\text{C}$ (для стояка 46).

Начальная температура воды t_n на последних участках обратных стояков определяется как температура смеси воды в нижней крестовине. С достаточной для целей практики точностью можно принимать вместо нее в качестве t_n конечную температуру воды в вышерасположенных участках обратного стояка.

Теплоотдачу участков обратных магистралей не учитываем, так как охлаждение воды в этих участках компенсируется поступлением в них воды с более высокой температурой из стояков, ближе расположенных к котлу.

Давление столба охлажденной воды в кольце стояка 9

$$H_1 = 964,9 \cdot 0,6 + 965,44 \cdot 2,4 + 966,01 \cdot 0,6 + 966,84 \cdot 2,4 + 974,43 \cdot 0,5 + 980,78 \cdot 3,1 = 9321,66 \text{ кг/м}^2.$$

Давление столба горячей воды

$$H_2 = 962,12 \cdot 9,6 = 9236,35 \text{ кг/м}^2.$$

Полное естественное давление в кольце

$$H_e = H_1 - H_2 = 85,31 \text{ кг/м}^2.$$

Так же подсчитывается естественное давление и в других кольцах. Не приводя самого подсчета, мы приводим его результаты в табл. 7.

Таблица 7

Показатели	Ветвь 1-я				Ветвь 2-я
	стояки				стояк 18
	9	11	12	13	
Ориентировочная величина H_e . .	100,28	83,92	87	70,24	101,28
Значения H_e по точному подсчету .	85,31	91,89	86,35	74,61	96,21
Разница в %	-14,8	-8,7	-0,7	+6,2	-5

Из сравнения найденных точным подсчетом значений H_e с потерями давления в кольцах устанавливаем, что необходимо пересчитать в сторону увеличения диаметры кольца стояка 9 и в сторону уменьшения — стояка 11. Чтобы не изменять располагаемого давления в остальных циркуляционных кольцах, меняем диаметры не на магистральных участках, а на стояках.

Если диаметры участков 9 и 12 принять равными 1", в кольце стояка 9 потери давления снизятся на 6, 11 кг/м² и запас давления составит 5%. Диаметр участка 51 стояка 11 уменьшаем с 1 до 3/4". Диаметры остальных колец и стояков можно оставить без изменения, так как невязки в потерях давления нигде не превышают 25%.

Как видно из табл. 8, температурный перепад в нагревательных приборах снизился в связи с уменьшением их тепловой нагрузки за счет полезной теплоотдачи труб. Чтобы восстановить принятый в примере 19 температурный перепад 25°C, нужно уменьшить расход воды в кольцах, вследствие чего получится дополнительный запас давления около 9—10%.

Если произвести перерасчет системы, то это даст незначительную экономию в весе труб и потребует нового уточнения величины естественного давления в кольцах. В нашем же случае мы получаем экономию в поверхности нагрева приборов около 5% за счет повышения в них средней температуры воды. Эта экономия перекрывает перерасход в трубах. Поэтому нецелесообразно производить новый расчет системы.

Трудоемкий подсчет величины H_e с учетом охлаждения воды дает весьма незначительную экономию в диаметрах труб для малоэтажных зданий. Кроме того, принимаемый к. п. д. изоляции является в известной мере условным, если он не подтвержден тепловым расчетом изоляции. Поэтому на практике обычно не производят кропотливого подсчета естественного давления, а принимают его ориентировочно, как это и сделано в примере 19. Такие подсчеты обязательны только при расчете систем квартирного отопления, в которых циркуляционный напор создается за счет охлаждения воды в трубопроводах.

Таблица 8

№ по- меще- ний	№ участков	d в дюймах	l в м	t _н в °С	t _{шпр} в °С	t _н - t _{шпр} в °С	q _т в ккал/ч	1-γ	Q _т = q _т l (1-γ) в ккал/ч	a	Q _п = Q _т a	G в кгс/ч	Δt	t _к	t _{ср} = t _к + Δt / 2	γ _{ср}	h в м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18

Кольцо стояка 9

1	1	2 1/2	2,7	95	15	80	201	0,3	163	—	—	1 217	0,13	94,87	—	—	—
2	2	893,25 мм	11,2	94,87	18	76,87	228	0,3	776	—	—	2 434	0,32	94,55	94,71	962,12	9,6
3	3	2 1/2	6	94,55	—23	119,55	301	0,3	541	—	—	1 328	0,41	94,14	—	—	—
4	4	1 1/2	1,8	94,14	—25	119,14	210	0,3	113	—	—	700	0,16	93,98	—	—	—
5	5	1 1/2	5,4	93,98	—25	118,98	210	0,3	340	—	—	640	0,53	93,45	—	—	—
6	6	1 1/2	3,6	93,45	—25	118,45	209	0,3	226	—	—	424	0,49	92,96	—	—	—
7	7	1 1/4	5,4	92,96	—25	117,96	183	0,3	296	—	—	330	0,9	92,06	—	—	—
8	8	1	5,4	92,06	—25	117,06	139	0,3	225	—	—	189	1,19	90,87	—	—	—
9	9	3/4	1,6	90,87	—25	115,87	112	0,3	54	—	—	128	0,42	90,45	90,66	964,9	0,6
227	9'	3/4	2,1	90,45	15	75,45	74	1	151	0,5	75	128	1,18	89,27	89,86	965,44	2,4
10	10	1/2	0,6	89,27	15	74,27	57	1	34	0,5	17	62	0,55	88,72	89	966,01	0,6
Г. п.	Г. п.	1/2	1	89,27	15	74,27	57	1	57	1	57	33	1,73	87,54	—	—	—
Пр.	Пр.	—	—	87,54	15	72,54	—	—	648	—	—	33	19,64	67,9	77,72	—	—
О. п.	О. п.	1/2	1	67,9	15	52,9	41	1	41	0,75	31	33	0,94	66,96	—	—	—
											180	—	—	—	—	—	—

$Q_{np}=828-180=648 \text{ ккал/ч}$

Г. п.	1/2	1,1	89,27	+15	74,27	57	1	03	1	63	33	1,91	87,36	
Пр.	—	—	87,36	—	—	—	—	733	—	—	33	22,21	65,15	76,25
О. п.	1/2	1,1	65,15	+15	50,15	39	1	43	0,75	32	33	1,3	63,85	
										95	—	—	—	—

$Q_{np}=828-95-733 \text{ ккал/ч}$

10	1/2	2,1	88,72	+15	73,72	57	1	120	0,5	60	62	1,94	86,78	87,75	966,84	2,4
О. ст.	1/2	2,7	65,4	+15	50,4	39	1	105	0,5	53	66	1,6	64,8	—	—	—
Г. п.	1/2	1	86,78	+15	71,78	56	—	56	1	56	31	1,8	84,98	—	—	—
О. п.	1/2	1	—	—	—	—	—	56	0,5	28	—	—	—	—	—	—
Пр.	—	—	84,98	—	—	—	—	—	—	197	—	—	—	—	—	—
										—	31	18,42	66,56	75,77	974,43	0,5

$Q_{np}=768-197-571 \text{ ккал/ч}$

Г. п.	1/2	1,1	86,78	+15	71,78	56	1	62	1	62	31	2	84,76	—	—	—
О. п.	1/2	1,1	—	—	—	—	—	62	0,5	31	—	—	—	—	—	—
Пр.	—	—	84,76	—	—	—	—	—	—	93	—	21,4	63,36	—	—	—
										—	31	—	—	74,06	—	—

$Q_{np}=768-93=675 \text{ ккал/ч}$

12-13"	1	2	64,8	-10	74,8	92	0,3	55	1	—	189	0,3	64,5	64,65	980,78	3,1
--------	---	---	------	-----	------	----	-----	----	---	---	-----	-----	------	-------	--------	-----

Примечание. Если участок стояка проходит через два помещения, то его делим на две части, одну из которых обозначаем основным номером, другую—тем же номером со штриком;
Г. п. и О. п.—горячая и обратная подводки;
Пр.—нагревательный прибор;
О. ст.—обратный стояк;
h—длина вертикальных участков, учитываемых при определении величины H_c .

Пример 21. Определить поверхность нагрева приборов стояка 9 системы отопления с учетом теплоотдачи труб (рис. 12). Исходные данные взять из примера 20. Нагревательные приборы типа НМ-150 устанавливаются в нишах глубиной 130 мм. Поверхность нагрева одной секции составляет 0,31 м².

Решение. Расчетные тепловые нагрузки приборов и средние температуры воды в приборах принимаем по табл. 8 (графы 10 и 16).

Величина Δt_T подсчитывается по формулам § 6.

Так как поверхность нагрева приборов определяется по фактической температуре воды, то добавку вводим только на число секций. Все данные расчета сведены в табл. 9.

Таблица 9

№ помещения	Количество	$Q_{пр}$ в ккал/ч	$t_{ср.пр.}$ в °С	$t_{в}$ в °С	Δt_T в °С	$q_{экм}$ в ккал/м ² ч	$F_{экм}$ в м ²	$t_{экм}$ в м ²	β	Количество секций
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
222	1	733	76,25	+15	61	405	1,81	0,31	1	6
227	1	648	77,72	+15	63	423	1,53	0,31	0,95	5
122	1	675	74,06	+15	59	385	1,76	0,31	1	6
127	1	571	75,77	+15	61	405	1,41	0,31	0,95	5

Примечание. Δt_T округлены до целых величин.

Значения $q_{экм}$ определены из приложения путем интерполяции. Поверхность нагрева приборов в экм найдена путем деления данных графы 3 на $q_{экм}$ (графа 7). Количество секций подсчитано по формуле (23).

Пример 22. Произвести гидравлический расчет изображенной на рис. 13 ветви вертикально-однотрубной системы отопления в административном здании с параметрами теплоносителя $t_r = 95$, $t_o = 70$, $t_v = 18^\circ\text{C}$. Высота этажей в чистоте 3 м, толщина перекрытий 0,3 м. Котельная расположена в подвале высотой 3,63 м. Котлы типа «Универсал-5». Нагревательные приборы М-140. Подводки к приборам сделаны напрямую без уток.

Решение. Порядок расчета следующий:

1) определяется ориентировочное значение H_e в больших циркуляционных кольцах;

2) производится гидравлический расчет больших циркуляционных колец;

3) определяются потери тепла трубами и фактическая величина H_e ;

4) производится гидравлический расчет малых циркуляционных колец.

А. Ориентировочное определение величины H_e в больших циркуляционных кольцах.

Кольцо стояка 8.

Количество циркулирующей воды в стояке

$$G_{ст} = G_8 = \frac{Q_{ст}}{t_r - t_o} = \frac{9200}{25} = 368 \text{ кг/ч.}$$

Температура смеси

$$t_{см} = t_n - \frac{Q_{пр}}{G_{ст}},$$

где t_n — температура воды, входящей в нагревательные приборы;
 $Q_{пр}$ — теплоотдача приборов этажестояка в ккал/ч;

$$\text{IV этаж } t_{\text{см8}} = 95 - \frac{1300 \cdot 2}{368} = 87,93^\circ \text{C}, \gamma_{\text{см8}} = 966,73 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{III этаж } t_{\text{см10}} = 87,93 - \frac{1020 \cdot 2}{368} = 82,39^\circ \text{C}, \gamma_{\text{см10}} = 970,33 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{II этаж } t_{\text{см12}} = 82,39 - \frac{1020 \cdot 2}{368} = 76,85^\circ \text{C}, \gamma_{\text{см12}} = 973,77 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{I этаж } t_{\text{см14}} = 70^\circ \text{C}, \gamma_{\text{см14}} = 977,81 \text{ кг/м}^3, t_r = 95^\circ \text{C}, \gamma_r = 961,92 \text{ кг/м}^3.$$

Средняя температура воды в котле $t_{\text{ср}} = 82,5^\circ \text{C}$, $\gamma_{\text{ср}} = 970,25 \text{ кг/м}^3$.
При определении величины H_e исключаем вертикальную часть участка

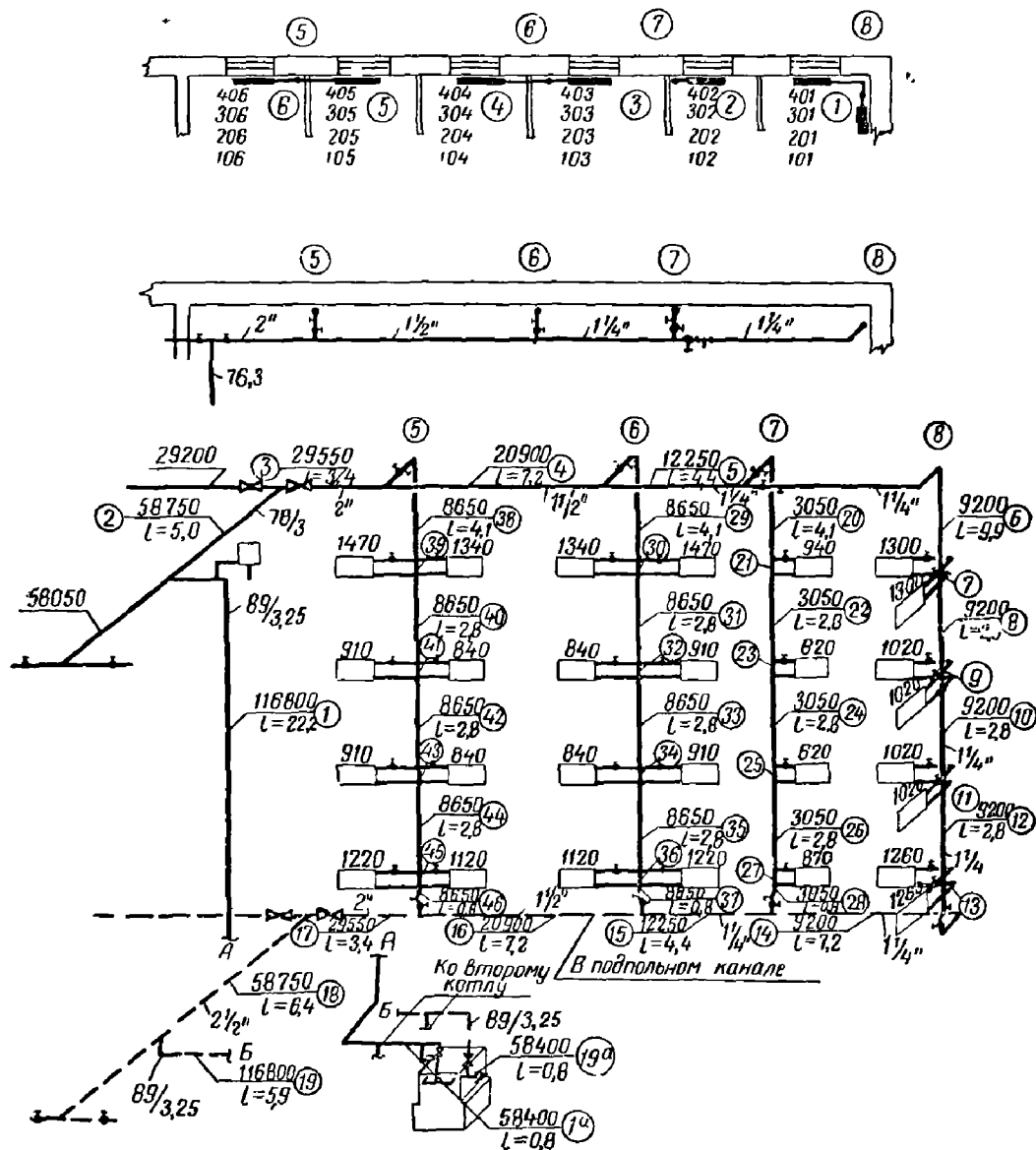


Рис. 13

6, участок 7 и равную им по высоте часть главного стояка, как имеющих одинаковые температуры, а следовательно, и давления. Длина каждого этажестояка, включая замыкающие участки, составляет 3,3 м. Высота

расположения оси нижних ниппельных отверстий котла над полом котельной 0,63 м. Расстояние от оси обратных подводов к приборам нижнего этажа до пола примем равным 0,1 м. Тогда расстояние от оси обратных подводов к приборам нижнего этажа до центра нижних ниппельных отверстий котла составит $3,63 + 0,3 + 0,1 - 0,63 = 3,4$ м.

Расстояние между центрами верхних и нижних ниппельных отверстий котла $1,06 \approx 1,1$ м.

Высота учитываемой части столба горячей воды составляет $3,3 \cdot 3 + 3,4 - 1,1 = 12,2$ м, а полная высота столба $3,3 \cdot 3 + 3,4 = 13,3$ м.

Давление столба воды, проходящего через стояк $8 \cdot H_1 = 3,3(966,73 + 970,33 + 973,77) + 3,4 \cdot 977,81 = 12\,930,19$ кг/м².

Давление соответствующей высоты столба воды, проходящего через главный стояк:

$$H_2 = 12,2 \cdot 961,92 + 1,1 \cdot 970,25 = 12802,70 \text{ кг/м}^2;$$

$$H_e = H_1 - H_2 = 127,49 \text{ кг/м}^2.$$

Для определения ΔH воспользуемся номограммами приложения II. Расстояние от подающего стояка до стояка 8 составляет 27 м. Высота расположения разводящей магистрали от центра нагрева котла $h = 16,1$ м. Из номограммы 2 приложения II дополнительный напор на 1 м высоты стояка составляет 1,6 кг/м², на всю высоту — $1,6 \cdot 16,1 = 25,76$ кг/м². Охлаждение стояка при его нагрузке 368 кг/ч по номограмме 3 приложения II составит 18 кг/м².

$$\Delta H = 25,76 + 18 = 43,76 \text{ кг/м}^2.$$

Полное естественное давление в кольце стояка

$$H_{e8} = 127,49 + 43,76 = 171,25 \text{ кг/м}^2.$$

Произведя аналогичные расчеты для стояков 7, 6 и 5, находим:

$$H_{e7} = 164,31 \text{ кг/м}^2, \quad H_{e6} = 162,19 \text{ кг/м}^2,$$

$$H_{e5} = 159,78 \text{ кг/м}^2.$$

Б. Гидравлический расчет больших циркуляционных колец (табл. 10).

Кольцо стояка 8. Длина кольца 99,6 м. Отбрасываем на местные потери давления 50% от величины H_e . Тогда средняя потеря давления на трение на 1 пог. м трубопроводов

$$R_{\text{ср.уд}} = \frac{171,25 \cdot 0,5}{99,6} = 0,85 \text{ кг/м}^2.$$

Коэффициенты местных сопротивлений тройников и крестовин принимаем по данным б. ЦНИПС. Подсчет коэффициентов местных сопротивлений магистральных участков подробно изложен в примере 19, поэтому мы его опускаем и приводим подсчет $\Sigma \zeta$ лишь для замыкающих участков и котла.

Так как ζ котла Универсал-5 в таблицах не приводится, его определяем как сумму коэффициентов местных сопротивлений на участках 1а и 19а.

Участок 1а ($d_n = 96$ мм).

Выход из котла $\zeta = 1,25$; отвод $\zeta = 0,5$; тройник на противотоке при слиянии потоков с $\frac{G_{\text{отв}}}{G_{\text{ств}}} = 0,5$, $\zeta = 5$; $\Sigma \zeta = 6,75$.

На участке 19а в тройнике происходит деление потока, поэтому для тройника $\zeta = 6,3$, а $\Sigma \zeta = 8,05$. Диаметр стояка 8 равен 1 1/4", скорость движения воды в нем $v = 0,11$ м/сек. Принимаем диаметр замыкающего участка 1", подводов к приборам — 3/4". По графику (см. рис. 10) находим коэффициент затекания $\alpha = 0,24$.

Расход воды в замыкающих участках

$$G_3 = 368(1 - 0,24 \cdot 2) = 192 \text{ кг/ч.}$$

Если при поверочном подсчете потерь давления в малых циркуляционных кольцах придется изменить коэффициент затекания, это обстоятельство очень незначительно скажется на сумме потерь давления в большом циркуляционном кольце и не потребует его пересчета.

Так как диаметры поэтажных участков стояка и замыкающих участков по всей высоте стояка 8 одни и те же, будем считать одинаковыми для всех этажей коэффициенты затекания и коэффициенты местных сопротивлений замыкающих участков. Влияние различных тепловых нагрузок приборов на коэффициент затекания учитывается только при расчете малых циркуляционных колец.

Участки 7, 9, 11, 13.

$$\alpha_3 = \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{ств}}} = \frac{192}{368} = 0,52; \text{ крестовина на проходе при делении потоков по}$$

интерполяции $\zeta = 1,5$; крестовина на проходе при слиянии потоков по интерполяции $\zeta = 3,41$; $\Sigma \zeta = 4,91$.

Потери давления в кольце составляют $157,15 \text{ кг/м}^2$.

Запас давления $8,3\%$. Примем этот запас давления общим для всех циркуляционных колец; тогда в остальных кольцах располагаемое естественное давление равно $H_p = 0,917 \text{ Н}_e$.

Кольцо стояка 7.

$$H_{p7} = 164,31 \cdot 0,917 = 150,67 \text{ кг/м}^2.$$

Располагаемое давление H_p для стояка 7 должно равняться естественному давлению в этом кольце за вычетом потерь давления на участках, являющихся общими с кольцом стояка 8.

Потери давления в кольце стояка 8 составляют $157,15 \text{ кг/м}^2$.

$$\Sigma(Rl + Z)_{6-14} = 33,5 \text{ кг/м}^2.$$

$$H_p = 150,67 - (157,15 - 33,5) = 27,02 \text{ кг/м}^2.$$

Общая длина стояка 7 — $15,3 \text{ м}$

$$R_{\text{ср.уд}} = \frac{27,02 \cdot 0,5}{15,3} = 0,83 \text{ кг/м}^2.$$

Местные сопротивления стояка

Участок 20 ($d = 3/4''$).

Тройник $1 1/4 \times 3/4''$ на повороте при делении потоков $\frac{C_{\text{отв}}}{G_{\text{ств}}} = \frac{122}{490} = 0,25$ (группа тройника IV) по интерполяции $\zeta = 3,8$; вентиль $\zeta = 10$; отвод $\zeta = 1,5$; спускной тройник $\zeta = 0,7$; $\Sigma \zeta = 16$.

Вместо крана на участке поставлен вентиль для того, чтобы увеличить сопротивление стояка. Примем диаметр стояка по всей высоте равным $3/4''$, диаметр замыкающих участков и ответвлений к приборам тоже $3/4''$. Коэффициент затекания по графику рис. 10 $\alpha = 0,45$. Так как присоединение приборов одностороннее, величину α умножаем на 1,1 и получаем 0,5.

Участки 21, 23, 25, 27 ($d = 3/4''$).

$$G_3 = 122 \cdot 0,5 = 61 \text{ кг/ч.}$$

Для тройника на проходе при делении и слиянии потоков

$$\zeta = 2,2 \text{ при } \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{ств}}} = 0,5 \Sigma \zeta = 2,2 \cdot 2 = 4,4.$$

Таблица 10

№ участка	Q в ккал/ч	G в кг/ч	l в м	d в дюймах	v в м/сек	R				Rl				ΣC	Z		Rl+Z
						в м/сек				в кг/м²					в кг/м²		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12						
Кольцо 1. Через участки 1а-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-12-13-14-15-16-17-18-19-19а.																	
$H_e=171,25 \text{ кг/м}^2, R_{\text{ср.уд}}=0,85 \text{ кг/м}^2$																	
1а	58 400	2 336	0,8	96/6 мм	0,12	0,22	0,18	0,72	6,75	4,86	5,04						
1	116 800	4 672	22,2	89/3,25 мм	0,24	0,85	18,87	2,87	3,2	9,18	28,05						
2	58 750	2 350	5	76/3 мм	0,17	0,55	2,75	1,44	6,3	9,07	11,82						
3	29 350	1 182	3,4	2	0,15	0,67	2,28	1,12	6,8	7,62	9,9						
4	20 900	836	7,2	1 1/2	0,18	1,25	9	1,62	1	1,62	10,62						
5	12 250	490	4,4	1 1/4	0,14	1	4,4	0,98	1,41	1,38	5,78						
6	9 200	368	9,9	1 1/4	0,11	0,6	5,94	0,6	5,63	3,38	9,32						
7, 9, 11, 13	—	192	0,5×4	1	0,098	0,7	1,4	0,48	4,91×4	9,44	10,84						
8, 10	9 200	368	2,8×3	1 1/4	0,11	0,6	5,04	—	—	—	5,04						
12	9 200	368	7,2	1 1/4	0,11	0,6	4,32	0,6	6,63	3,98	8,3						
14	12 250	490	4,4	1 1/4	0,14	1	4,4	0,98	1,41	1,38	5,78						
15	20 900	836	7,2	1 1/2	0,18	1,25	9	1,62	1	1,62	10,62						
16	29 550	1 182	3,4	2	0,15	0,67	2,28	1,12	5,5	6,16	8,44						
17	58 750	2 350	6,4	2 1/2	0,17	0,55	3,52	1,44	5	7,2	10,72						
18	116 800	4 672	5,9	89/3,25 мм	0,24	0,85	4,59	2,87	2,2	6,31	10,9						
19	53 400	2 336	0,8	96/6 мм	0,12	0,22	0,18	0,72	8,05	5,8	5,98						
19а			99,6	—	—	—	78,15	—	—	79	157,15						

Невязка $\frac{171,25-157,15}{171,25} 100 = 8,3\%$.

Стойка 7. $H_p = 27,02 \text{ кг/м}^2$, $R_{\text{ср.уд}} = 0,83 \text{ кг/м}^2$

20	3 050	122	4,1	3/4	0,1	1	4,1	0,5	16	8	12,1						
21, 23, 25,	—	61	0,5×4	3/4	0,05	0,2	0,4	0,13	4,4×4	2,29	2,69						
22, 24, 26	3 050	122	2,8×3	3/4	0,1	1	8,4	—	—	—	8,4						
28	3 050	122	0,8	3/4	0,1	1	0,8	0,5	4,75	2,38	3,18						
			15,3					—	—	—	26,37						

Невязка 2,4 %.

Стойка 6. $H_p = 38,66 \text{ кг/м}^2$, $R_{\text{ср.уд}} = 1,24 \text{ кг/м}^2$									
29	4,1	17/4	0,1	0,7	2,05	0,5	6,7	3,35	5,4
30, 32, 34, 36	0,5 4	1	0,098	0,7	1,4	0,48	4,33 4	8,32	9,72
31, 33, 35	2,8 3	1	0,17	2	16,8	—	—	—	16,8
37	0,8	1	0,17	2	1,6	1,44	4,7	6,76	8,36
	15,3	—	—	—	21,85	—	—	18,43	40,28

Невязка 4,2 %.

Стойка 5. $H_p = 5,67 \text{ кг/м}^2$, $R_{\text{ср.уд}} = 1,85 \text{ кг/м}^2$									
38	4,1	1	0,17	2	8,2	1,44	5,58	8,03	16,23
39, 41, 43, 45	0,7 4	1	0,098	0,7	1,4	0,48	4,33 4	8,32	9,72
40, 42, 44	2,8 3	1	0,17	2	16,8	—	—	—	16,8
46	0,8	1	0,17	2	1,6	1,44	0,47	6,76	8,36
	15,3	—	—	—	28	—	—	23,11	51,11

Невязка 8,2 % 15 %

Малые циркуляционные кольца.

Стойка 8. IV этаж

7	0,5	1	0,082	0,52	0,26	0,36	6,93	2,34	2,6
Подводчик к приборам									
Л пр.	1,8	3/4	0,077	0,6	1,08	0,296	12,9	3,81	4,89
$H_{\text{отв}} = 2,6 \cdot 2,2 = 5,72 \text{ кг/м}^2$									
Невязка 0,8 %									
П. пр.	1,2	3/4	0,087	0,77	0,92	0,376	8,3	3,12	4,04
$H_{\text{отв}} = 2,6 \cdot 1,5 = 3,9 \text{ кг/м}^2$									
Невязка 1,5 %									

Так же заполняется таблица для остальных малых циркуляционных колец.

* Эти значения H_e получены в результате пересчета t и γ в приборах и замыкающем участке при новых расходах воды.

Участок 28 ($d=3/4''$).

Кран проходной $\zeta=2$; утка $\zeta=1.5$; тройник $1 1/4'' \times 3/4''$ на повороте при слиянии потоков $\frac{G_{отв}}{G_{ств}} = \frac{122}{490} = 0.25$ (группа тройника IV) по интерполяции $\zeta=0.55$; спускной тройник $\zeta=0.7$; $\Sigma \zeta=4.75$.

Точно так же рассчитываем стояки 6 и 5.

В. Определение потерь тепла трубами и фактической величины естественного давления H_e .

Определяем температуру воздуха на чердаке. Для шиферной кровли поправочный коэффициент к расчетной разности температур $(t_v - t_a)$ равен 0.9; $t_v = +18$, $t_n = -25$, $t_a = 0.9[-25 - (+18)] + 18 \approx -20^\circ\text{C}$.

Подсчет теплопотерь сведен в табл. 11.

Графа 2 табл. 11 заполняется на основании схемы (см. рис. 13), данные для граф 3, 4, 5 берутся из табл. 10;

h — длина вертикальных участков труб в м, учитываемая при определении H_e ;

t_n — температура воды в начале участка;

$t_{окр}$ — температура окружающего воздуха;

Δt — охлаждение воды на участке, получаемое путем деления цифр графы 11 на расход воды (графа 5);

t_k — температура в конце участка.

Значение величины q_T выбираем из приложения I.

Значения Q_T и Q_1 определены по формулам (24) и (25).

К. п. д. изоляции $\eta=0.7$.

В графе 11 дана полная теплоотдача труб, в графе 15 — полезная.

В графе 2 приняты сокращенные обозначения:

Г. л. п. и Г. п. п. — горячие левые и правые подводки;

О. л. п. и О. п. п. — обратные левые и правые подводки;

Л. пр. и П. пр. — левые и правые приборы.

Теплопотери главного стояка очень малы и могут легко компенсироваться незначительным повышением температуры воды в котле. Поэтому эти теплопотери не учитываем.

Теплоотдача труб, проходящих в толще междуэтажных перекрытий, также не учитывается. Поэтому длина участков (графа 4) 6, 8, 10, 12 взята за вычетом толщины перекрытия (0,3 м). Прежде чем определить теплоотдачу обратных подводок, мы находим расчетную теплоотдачу $Q_{пр}$ и $\Delta t_{пр}$, для чего теплоотдачу обратных подводок предварительно принимаем в размере 60% от теплоотдачи горячих подводок. Найдя величины $Q_{пр}$ и $\Delta t_{пр}$, уточняем теплоотдачу обратных подводок. Так как приборы стояка 8 на каждом этаже обслуживают одно помещение, чтобы получить расчетную тепловую нагрузку одного прибора, нужно из нагрузки, взятой со схемы рис. 13, вычесть половину суммы полезной теплоотдачи труб, приведенной в графе 15.

Например, помещение № 401:

$$Q_{пр} = 1300 - \frac{348}{2} = 1126 \text{ ккал/ч.}$$

Падение температуры в этажестояке определится как частное от деления суммы теплоотдачи труб и прибора в помещение на расход воды в стояке. Остальное не нуждается в пояснениях.

Определяем разность давлений столбов воды в стояке 8 (H_1) и в главном стояке (H_2). Верхний участок стояка 8 принят равным 0,9 м, считая от уровня горячей магистрали на чердаке до потолка IV этажа. Длина участка 6'' равна высоте помещения за вычетом длины замыкающего участка. Длины остальных этажестояков (без перемычек) взяты за вычетом толщины перекрытия. Теплоотдачу обратной магистрали не учитываем.

Средняя температура воды в котле

$$t_{\text{ср}} = \frac{95 + 65,7}{2} = 80,4^{\circ}\text{C}; \gamma = 971,58 \text{ кг/м}^3.$$

Давление столба охлажденной воды

$$H_1 = 0,9 \cdot 963,65 + 2,4 \cdot 963,92 + 2,8(968,91 + 972,7 + 976,36) + 0,5(964,26 + 969,24 + 972,96 + 976,54) + 3,4 \cdot 980,21 = 17\,208,64 \text{ кг/м}^2.$$

Давление столба горячей воды

$$H_2 = (0,9 + 2,4 + 2,8 \cdot 3 + 0,5 \cdot 4 + 3,4 - 1,1) 961,92 + 1,1 \cdot 971,58 = 17\,036,61 \text{ кг/м}^2;$$

$$H_e = H_1 - H_2 = 172,03 \text{ кг/м}^2.$$

Фактический запас давления в кольце

$$H_e = \frac{172,03 - 157,15}{172,03} 100 = 8,6\%.$$

Пересчет диаметров труб не требуется. Точно так же определяют потери тепла трубами и фактическое H_e в кольцах, проходящих через остальные стояки ветви отопления.

Г. Гидравлический расчет малых циркуляционных колец.

Стояк 8.

При расчете мы приняли коэффициент затекания одинаковым для левого и правого приборов всех этажей, хотя сопротивления подводов к этим приборам различны. Поэтому сделаем проверку правильности выбора коэффициентов затекания. Температуру воды в замыкающих участках и приборах и расход воды в малых кольцах берем из табл. 11.

IV этаж. Ответвление к левому прибору ($d=3/4''$, $\alpha=0,24$).

Расход воды в приборе

$$G_{\text{пр}} = 368 \cdot 0,24 = 88 \text{ кг/ч}, t_{\text{ср.пр}} = 90,8 - \frac{12,8}{2} = 84,4^{\circ}\text{C};$$

средняя температура воды в замыкающем участке 7

$$t_3 = \frac{91,7 + 91,5}{2} = 91,6^{\circ}\text{C};$$

$$\gamma_{84,4} = 969,05 \text{ кг/м}^3, \gamma_{91,6} = 964,26 \text{ кг/м}^3.$$

Величина естественного давления в малом циркуляционном кольце определяется по формуле

$$H_e = (\gamma_{\text{ср.пр}} - \gamma_3) h_{\text{пр}} \text{ кг/м}^2.$$

$$H_e = 0,5(969,05 - 964,26) = 2,39 \text{ кг/м}^2; 0,5 \text{ м} - \text{высота прибора.}$$

Потери давления в замыкающем участке находим из расчетной табл. 10.

$$(Rl + Z)_3 = 10,84 : 4 = 2,71 \text{ кг/м}^2.$$

Располагаемое давление в малом циркуляционном кольце

$$H_{\text{отв}} = (Rl + Z)_3 + H_e = 2,71 + 2,39 = 5,1 \text{ кг/м}^2.$$

Определяем потери давления в подводках к прибору; $d=3/4''$, $R=0,54 \text{ кг/м}^2$, $v=0,072 \text{ м/сек}$, $h_v=0,256 \text{ кг/м}^2$, $\frac{G_{\text{отв}}}{G_{\text{ств}}}=0,24$, $l_{\text{подв}}=0,9 \text{ м}$.

Местные сопротивления.

Для двух крестовин $1 1/4 \times 3/4''$ на повороте при делении погоков и слиянии (группа IV, $v_1=v_2$);

по интерполяции $\zeta=4,6+1,85=6,45$; два отвода $\zeta=1,5 \cdot 2=3$; кран двойной регулировки $\zeta=2$; нагревательный прибор $\zeta=2$; $\Sigma \zeta=13,45$.

$$Rl + Z = 0,54 \cdot 0,9 \cdot 2 + 13,45 \cdot 0,256 = 4,42 < 5,1 \text{ кг/м}^2.$$

Таблица II

№ поме- щения	№ участка	d в дюймах	l в м	C в кг/м	t _н	t _{окр}	t _н - t _{окр}	q _т в ккал/мч	1 - η	Q _т = q _т · l · (1 - η)	Δt	t _к	a	Q _п = Q _т · a в ккал/м	h в м	t _{ср} в кг/м³
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	2	76/3 мм	5	2350	95	-20	115	291	0,3	436	0,2	94,8	—	—	—	—
	3	2	3,4	182	94,8	-20	114,8	240	0,3	245	0,2	94,6	—	—	—	—
	4	1 1/2	7,2	836	94,6	-20	114,6	200	0,3	432	0,5	94,1	—	—	—	—
	5	1 1/4	4,4	490	94,1	-20	114,1	176	0,3	232	0,5	93,6	—	—	—	—
	6	1 1/4	7,4	368	93,6	-20	113,6	176	0,3	396	1,1	92,5	—	—	0,9	963,65
401	6"	1 1/4	2,5	368	92,5	-18	74,5	114	1	285	0,8	91,7	0,5	143	2,4	963,92
	7	1	0,5	192	91,7	+18	73,7	90	1	45	0,2	91,5	0,5	22	0,5	964,26
	Г.п.п.	3/4	0,9	88	91,5	-18	73,5	70	1	63	0,7	90,8	1	63	—	—
	Л.п.р.	—	—	88	90,8	+18	Q _{нр} = 1300 - 348 · 0,5	—	—	1126	12,8	78	—	—	—	—
	О.п.п.	3/4	0,9	88	78	+18	60	58	1	52	0,6	77,4	0,75	39	—	—
	Г.п.п.	3/4	0,6	88	91,5	-18	73,5	70	1	42	0,5	91	1	42	—	—
	П.п.р.	—	—	88	91	+18	Q _{нр} = 1300 - 348 · 0,5	—	—	1126	12,8	78,2	—	—	—	—
	О.п.п.	3/4	0,6	88	78,2	-18	60,2	53	1	52	0,6	77,6	0,75	39	—	—
										2791				348	—	—
										Δt = 2791 : 368	7,6 °C					
										t _г -92,5 -7,0 = 84,9 °C						
301	8	1 1/4	2,5	368	84,9	-18	66,9	103	1	258	0,7	84,2	0,5	129	2,8	968,91
	9	1	0,5	192	84,2	-18	66,2	81	1	40	0,2	84	0,5	20	0,5	969,24
	Г.п.п.	3/4	0,9	88	84	-18	66	64	1	58	0,6	83,4	1	58	—	—
	Л.п.р.	—	—	88	83,4	+18	Q _{нр} = 1020 - 307 · 0,5 =	—	—	867	9,8	73,6	—	—	—	—
	О.п.п.	3/4	0,9	88	73,6	-18	55,6	54	1	49	0,6	73	0,75	37	—	—
	Г.п.п.	3/4	0,6	88	84	+18	66	64	1	38	0,4	83,6	1	38	—	—
	П.п.р.	—	—	88	83,6	+18	Q _{нр} = 1020 - 307 · 0,5 =	—	—	867	9,8	73,8	—	—	—	—
	О.п.п.	3/4	0,6	88	73,8	+18	55,8	55	1	33	0,4	73,4	0,75	25	—	—
										2210				307	—	—
										Δt = 2210 : 368	-6 °C					

$t_{10}=84,9-6=78,9\text{ }^{\circ}\text{C}$

210	10	11/4	2,5	368	78,9	+18	60,9	94	1	235	0,6	78,3	0,5	117	2,8	972,7
	11	1	0,5	192	78,3	+18	60,3	73	1	36	0,2	78,1	0,5	18	0,5	972,96
	Г.л.п.	3/4	0,9	88	78,3	+18	60,3	58	1	52	0,6	77,5	1	52	—	—
	Л.пр.	—	—	88	77,5	—	$Q_{np}=1020-277 \cdot 0,5=$			882	10	67,5	—	—	—	—
	О.л.п.	3/4	0,9	88	67,5	+18	49,5	49	1	44	—	—	0,75	33	—	—
	Г.п.п.	3/4	0,6	88	78,3	+18	60,3	58	1	35	0,4	77,9	1	35	—	—
	П.пр.	—	—	88	77,9	—	$Q_{np}=1020-277 \cdot 0,5=$			882	10	67,9	—	—	—	—
	О.п.п.	3/4	0,6	88	67,9	+18	49,9	49	1	29	—	—	0,75	22	—	—
											$\Delta t=2195:368=6\text{ }^{\circ}\text{C}$					
											2195	—				
											277	—				

$t_{12}=78,9-6=72,9\text{ }^{\circ}\text{C}$

101	12	11/4	2,5	368	72,9	+18	54,9	85	1	212	0,6	72,3	0,5	106	2,8	976,36
	13	1	0,5	192	72,3	+18	54,3	66	1	33	0,2	72,1	0,5	16	0,5	976,54
	Г.л.п.	3/4	0,9	88	72,3	+18	54,3	53	1	48	0,5	71,6	2	48	—	—
	Л.пр.	—	—	88	71,6	—	$Q_{np}=1260-247 \cdot 0,5=$			1136	12,9	58,7	—	—	—	—
	О.л.п.	3/4	0,9	88	58,7	+18	40,7	40	1	36	—	—	0,75	27	—	—
	Г.п.п.	3/4	0,6	89	72,3	+18	54,3	53	1	32	0,4	71,9	1	32	—	—
	П.пр.	—	—	88	71,9	—	$Q_{np}=1260-247 \cdot 0,5=$			1136	12,9	—	—	—	—	—
	О.п.п.	3/4	0,6	88	59	+18	40,9	40	1	24	—	59	0,75	18	—	—
											$\Delta t=2657:368=7,2\text{ }^{\circ}\text{C}$					
											2657	—				
											247	—				

Температура в обратной магистрали $t_6=72,9-7,2=65,7^{\circ}\text{C}$; $\gamma_0-980,21\text{ кг/м}^3$.

$$\text{Невязка } \frac{5,10-4,42}{5,1} 100 = 13,3\% < 15\%.$$

Ответвление к правому прибору ($G_{\text{пр}} = 88 \text{ кг/ч}$, $d = \frac{3}{4}$ ").

Так как коэффициент затекания и тепловая нагрузка для левого и правого приборов приняты одинаковыми, в обоих случаях $v = 0,072 \text{ м/сек}$, $R = 0,54 \text{ кг/м}^2$.

Средняя температура воды в приборе

$$t_{\text{ср.пр}} = 91 - \frac{12,8}{2} = 84,6^\circ\text{C};$$

$$\gamma_{84,6} = 968,91 \text{ кг/м}^3.$$

По-прежнему $t_z = 91,6^\circ\text{C}$ и $\gamma_z = 964,26 \text{ кг/м}^3$.

$$H_e = 0,5 (968,91 - 964,26) = 2,32 \text{ кг/м}^2.$$

$$H_{\text{отв}} = 2,71 + 2,32 = 5,03 \text{ кг/м}^2. \quad \bullet$$

Суммарная длина обеих подводов равна 1,2 м. Сумма коэффициентов местных сопротивлений за вычетом ζ двух отводов составляет 10,45.

$$Rl + Z = 3,33 \text{ кг/м}^2.$$

$$\text{Невязка } \frac{5,03-3,33}{5,03} 100 = 33,8\% > 15\%.$$

Необходимо сделать перерасчет.

Из формулы (36) находим новое значение расходов воды в приборах и замыкающем участке

$$G_{\text{л.пр}} = 88 \sqrt{\frac{5,1}{4,42}} = 94 \text{ кг/ч}, \quad G_{\text{п.пр}} = 88 \sqrt{\frac{5,03}{3,33}} = 108 \text{ кг/ч};$$

$$G_z = 368 - (108 + 94) = 166 \text{ кг/ч},$$

где индексы: л — левый, п — правый; з — замыкающий.

Подсчет потерь давления в малых циркуляционных кольцах при новых величинах расходов воды приведен в табл. 10. Нужно ли производить пересчет падения температур воды в малом циркуляционном кольце при небольшом перераспределении в нем расходов воды? Нет, не нужно, так как это не дает ощутимых результатов. Практически без изменения остается и теплоотдача труб. По аналогии с приведенным расчетом производится проверка потерь давления и в других малых циркуляционных кольцах.

Потери давления в замыкающих участках при изменении расходов воды в них остаются почти постоянными, поэтому исправления в расчете больших циркуляционных колец вследствие изменения расхода воды в замыкающих участках делать не требуется.

Глава IV

СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С НАСОСНОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

§ 9. ПОДБОР КОМПЕНСАТОРОВ

Широко применяются в практике П-образные компенсаторы (рис. 14, а) как наиболее простые в изготовлении и надежные в эксплуатации. Точный расчет П-образных компенсаторов сложен. Поэтому мы даем упрощенную формулу для их подбора.

$$[R_n] = \frac{1,5 \Delta E d_n}{l_1^2 (1 + 6K)} \quad (26)$$

где $K = \frac{l_2}{l_1}$;

$[R_n]$ — допускаемое напряжение стали на изгиб, принимаемое в пределах 700—800 кг/см² *;

Δ — тепловое удлинение труб в см, определяемое по формуле

$$\Delta = 0,0012 (t_r - t_{окр}) l, \quad (27)$$

где t_r — температура теплоносителя;

$t_{окр}$ — температура окружающего воздуха, которая для систем отопления принимается равной 5°C;

l — длина трубопровода в м;

E — модуль упругости стали, равный $2 \cdot 10^6$ кг/см²;

d_n — наружный диаметр трубы в см;

l_1 — вылет (высота) компенсатора в см;

l_2 — длина плеча компенсатора в см.

Формула приведена с учетом монтажной растяжки компенсатора на $\frac{\Delta}{2}$, которая вдвое повышает его компенсирующую способность.

Самокомпенсирующая способность трубопроводов на поворотах (рис. 14, б) определяется по формуле

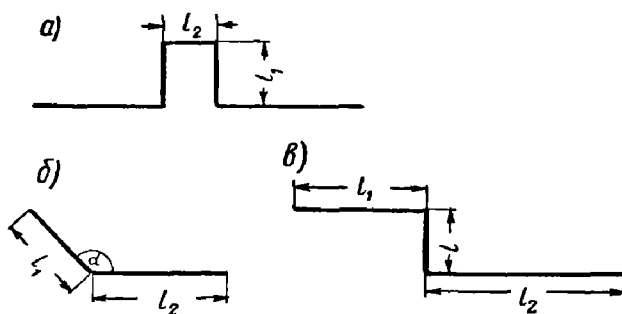


Рис. 14

* В тексте книги всюду под давлением, выраженным в кг/см², подразумевается избыточное (манометрическое) давление.

$$[R_{\text{н}}] = \frac{1,5 \Delta E d_{\text{н}}}{l_1^2} \left(\frac{K+1}{\sin \alpha} + \frac{K+3}{K+1} \operatorname{ctg} \alpha \right) \kappa \Gamma / \text{см}^2, \quad (28)$$

где Δ — удлинение короткого плеча в см.

Длина плеча в см:

l_1 — длина короткого плеча;

l_2 — длина длинного плеча $K = \frac{l_2}{l_1}$.

Остальные обозначения те же, что в формуле (26).

Если $\alpha = 90^\circ$, то

$$[R_{\text{н}}] = \frac{1,5 \Delta E d_{\text{н}} (1+K)}{l_1^3} \kappa \Gamma / \text{см}^2. \quad (29)$$

При Z-образной конфигурации трубопровода (рис. 14,б)

$$[R_{\text{н}}] = \frac{6 \Delta E d_{\text{н}}}{l^2 (1+12K)} \kappa \Gamma / \text{см}^2, \quad (30)$$

где Δ — общее тепловое удлинение плеч l_1 и l_2 в см;

$K = \frac{l_1}{l}$ (l_1 — длина короткого параллельного плеча).

Предельное расстояние от мертвой опоры до компенсатора в системах отопления определяется из условия, чтобы смещение стояков и ответвлений в результате теплового удлинения магистрального трубопровода не превосходило 40 мм для гражданских и 50 мм для промышленных зданий.

§ 10. УЧЕТ ЕСТЕСТВЕННОГО ДАВЛЕНИЯ В НАСОСНЫХ СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ. КОЭФФИЦИЕНТЫ ЗАТЕКАНИЯ

Чтобы уменьшить переменное влияние естественного давления H_e на работу насосных двухтрубных систем отопления, нужно, во-первых, при гидравлическом расчете учитывать 50% H_e , что соответствует параметрам воды в системе, при которых она работает большую часть отопительного сезона, во-вторых, увеличивать гидравлическое сопротивление стояков за счет повышения в них скорости движения воды.

Однотрубные системы обладают большей гидравлической устойчивостью, чем двухтрубные. Поэтому при гидравлическом расчете больших и малых циркуляционных колец однотрубных систем нередко учитывается 100% H_e . Но с целью уменьшения гидравлической разрегулировки рекомендуется и для однотрубных систем принимать 50% H_e .

Как видно из графика рис. 10, коэффициенты затекания воды α в приборы однотрубных систем с замыкающими участками понижаются с увеличением скорости движения воды в стояке. При скоростях $v > 0,3$ м/сек α практически уже не зависит от естественного давления в малых циркуляционных кольцах. Однако высокие скорости воды в стояках нельзя рекомендовать, так как это приводит к уменьшению α и, следовательно, к повышению поверхности нагрева приборов.

Для однотрубных систем отопления с параметрами воды 95 и 70°C, смонтированных в зданиях с высотой этажей от 3 до 3,6 м (считая от нижележащего пола до вышележащего пола), H_e больших циркуляционных колец можно определить по формуле

$$H_e = \alpha h (t_r - t_o) + \Delta H \kappa \Gamma / \text{м}^2, \quad (31)$$

где α — коэффициент, принимаемый в зависимости от числа этажей в здании;

ΔH — дополнительное естественное давление (в кг/м^2), возникающее от охлаждения воды в трубах. В насосных системах ΔH не учитывается.

Количество этажей . .	2	3	4	5	6
Коэффициент α . .	0,47	0,425	0,4	0,387	0,38

h — вертикальное расстояние от горизонтальной оси верхнего нагревательного прибора до центра нагрева котла или водоподогревателя, в м ;

t_r и t_0 — расчетные параметры воды в системе.

Если не учитывать охлаждение воды в подающей подводке, $\gamma_3 = \gamma_n$ и естественное давление в малых циркуляционных кольцах однотрубных систем может быть определено по формуле

$$H_e = 0,5 h_{np} (\gamma_k - \gamma_n) \text{ кг/м}^2, \quad (32)$$

где h_{np} — строительная высота нагревательного прибора, в м ;

γ_n , γ_k и γ_3 — объемные веса воды, входящей в прибор, выходящей из него и в замыкающем участке, в кг/м^3 .

В системах с расчетными параметрами воды 95 и 70°C на 1 м превышения точки охлаждения над центром нагрева H_e составляет примерно 16 кг/м^2 , а при разнице температур в 1°C — 0,64 кг/м^2 . Тогда формулу (32), для малых циркуляционных колец однотрубных систем можно представить в следующем виде:

$$H_e = 0,32 h_{np} \Delta t, \quad (33)$$

где Δt — температурный перепад в приборе.

Коэффициенты затекания α для однотрубных систем с замыкающими участками можно определять из графика рис. 10.

При большом расхождении тепловых нагрузок приборов или сопротивлений подводок к правому и левому приборам задачу определения расходов воды в приборах приходится решать способом попыток, так как каждый прибор будет иметь свой коэффициент затекания. Сложность задачи заключается в том, что неизвестными являются не только коэффициент затекания и потери давления в малом кольце, но и $H_{отв}$.

С целью облегчения задачи определения расходов воды в приборах можно воспользоваться некоторыми зависимостями, известными из гидравлики

$$H = \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta \right) \frac{v^2 \gamma}{2g} \text{ кг/м}^2.$$

Выразив скорость v через расход воды G (кг/ч), получим

$$H = \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta \right) \frac{16G^2}{3600^2 \pi^2 d_b^4 2g\gamma} \quad (34)$$

$$\text{Обозначим } A = \frac{16}{3600^2 \gamma 2g \pi^2 d_b^4}.$$

Если принять величину $\gamma = \text{const}$, то для каждого диаметра труб величина A будет постоянной. Тогда $H = A \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta \right) G^2$. Приняв $A \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta \right) = S$, получим

$$H = SG^2, \quad (35)$$

где S — гидравлическая постоянная сопротивления, представляющая собой потери давления в данном участке кольца или сети при расходе воды в 1 кг/ч.

Если принять с некоторой погрешностью, что коэффициент трения и сумма коэффициентов местных сопротивлений при определенном диаметре данного участка являются постоянными величинами и не зависят от расхода воды, тогда $S = \text{const}$, и потери давления на участке будут прямо пропорциональны квадрату расхода воды в нем.

Значения величин A и $\frac{\lambda}{d}$ приведены в приложении III. Считая $S = \text{const}$, мы получим следующую зависимость между расходом воды и потерями давления

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{G_2}{G_1} \right)^2,$$

откуда

$$G_2 = G_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}} \text{ кг/ч.} \quad (36)$$

Обозначим $\frac{1}{\sqrt{S}} = p$, тогда $G = p \sqrt{H}$ или $p = \frac{G}{\sqrt{H}}$,

где p — проводимость, характеризующая расход воды при сопротивлении в 1 кг/м².

При движении воды через параллельные участки

$$G_{\text{общ}} = G_1 + G_2 + \dots + G_n \text{ и } H_1 = H_2 = \dots = H_n = H,$$

тогда

$$\begin{aligned} G_{\text{общ}} &= p_1 \sqrt{H_1} + p_2 \sqrt{H_2} + \dots + p_n \sqrt{H_n} = \\ &= (p_1 + p_2 + \dots + p_n) \sqrt{H}, \end{aligned}$$

откуда

$$\sqrt{H} = \frac{G_{\text{общ}}}{p_1 + p_2 + \dots + p_n},$$

но

$$\sqrt{H} = \frac{G_1}{p_1} = \frac{G_2}{p_2} = \dots = \frac{G_n}{p_n}.$$

Поэтому

$$\frac{G_{\text{общ}}}{p_1 + p_2 + \dots + p_n} = \frac{G_1}{p_1} = \frac{G_2}{p_2} = \dots = \frac{G_n}{p_n}.$$

Следовательно,

$$G_1 = \frac{G_{\text{общ}} p_1}{p_1 + p_2 + \dots + p_n}; \quad G_2 = \frac{G_{\text{общ}} p_2}{p_1 + p_2 + \dots + p_n},$$

или в общем виде

$$G_n = \frac{G_{\text{общ}} p_n}{p_1 + p_2 + \dots + p_n}. \quad (37)$$

Применив формулу (37), можно решить задачу распределения воды в параллельных участках, если известны их проводимости.

Для определения коэффициентов затекания в горизонтально-одно-трубных системах с замыкающими участками на рис. 15 приведена

номограмма. Эта номограмма составлена Е. А. Белинким¹ без учета величины H_e , что может быть допущено в горизонтально-однотрубных системах, в которых скорости движения воды относительно большие.

В двухтрубных системах отопления с двусторонним присоединением приборов к стоякам при расчете левых и правых подводок одинаковых диаметров расходы воды независимо от тепловых нагрузок следует принимать одинаковыми.

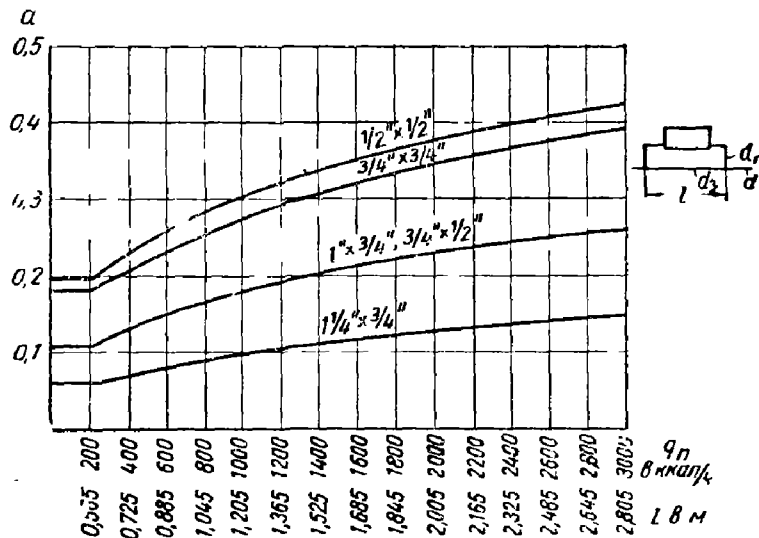


Рис. 15. В графике принято: 1-й диаметр — диаметр магистрального трубопровода, 2-й — диаметр подводок к прибору (диаметр замыкающего участка равен диаметру магистрального трубопровода)

§ 11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЗАТЕКАНИЯ ДЛЯ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ С ЗАМЫКАЮЩИМИ УЧАСТКАМИ

Чтобы избежать трудоемких расчетов, в практике пользуются графиками и таблицами для определения коэффициента затекания α . На рис. 16 изображена серия графиков для определения α , составленных Л. Ф. Офицеровым.

В основу построения графиков положено следующее.

1. Параметры воды в системе приняты $t_r = 70^\circ\text{C}$, $t_o = 55^\circ\text{C}$, а температурный перепад в стояках составляет 15°C , считая, что с такими параметрами система работает большую часть отопительного сезона. Если в системе другой температурный перепад, тогда найденный по графикам коэффициент затекания пересчитывается по формуле

$$\alpha_{\Delta t'} = \alpha_{\text{хол}} \sqrt{1 - \frac{\Delta t'}{15} + \frac{\Delta t'}{15} \cdot \frac{\alpha_{15}^2}{\alpha_{\text{хол}}^2}}, \quad (38)$$

где $\alpha_{\Delta t'}$ — коэффициент затекания для температурного перепада в стояке;

$\alpha_{\text{хол}}$ — коэффициент затекания при холодной воде, который принимается по части кривой графика, параллельной оси абсцисс;

¹ Е. А. Белинский. Расчет и эксплуатационный режим однотрубных систем отопления. Изд-во МКХ РСФСР, 1952.

$\Delta t'$ — температурный перепад воды в стояке, для которого определяется $\alpha_{\Delta t'}$;

α_{15} — коэффициент затекания для температурного перепада $\Delta t = 15^\circ\text{C}$, принимаемый по графикам.

2. Естественное давление в малых циркуляционных кольцах учитывается по формуле (33). При скоростях воды в стояке больше 0,2 м/сек

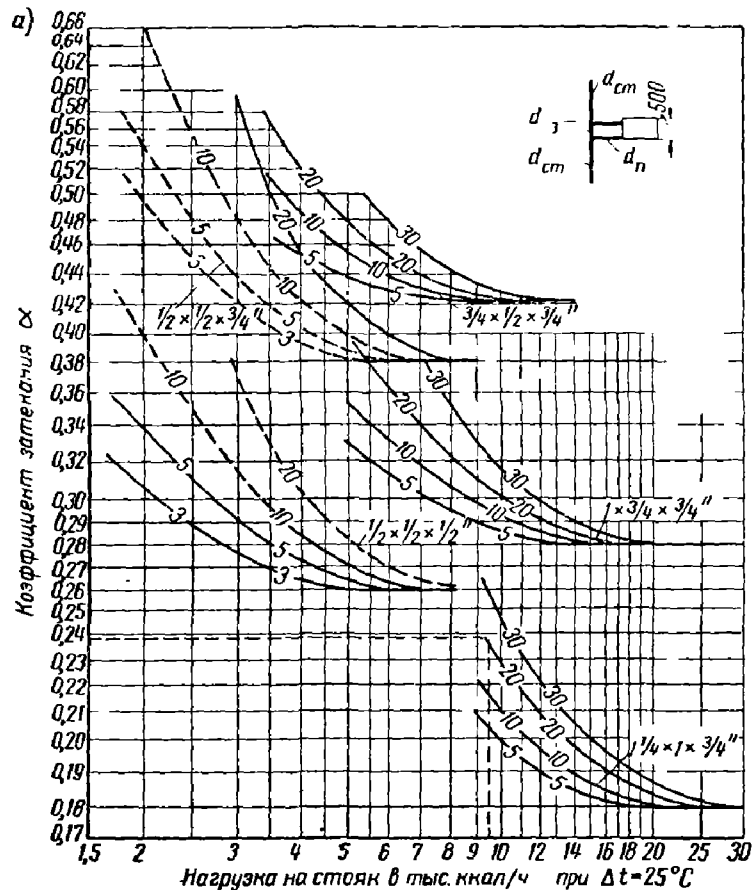


Рис. 16. Графики Л. Ф. Офицера для определения коэффициента α — одностороннее присоединение приборов

H_e не учитывается, и кривые, изображенные на графиках, переходят в прямые линии, параллельно оси абсцисс.

3. Длина каждой подводки к прибору принята 1,25 м. Учтены следующие местные сопротивления в ответвлениях к приборам (кроме крестовин и тройников): две утки, кран двойной регулировки, прибор.

Для случаев, когда длина подводок или сумма коэффициентов местных сопротивлений окажутся другими, коэффициент затекания, найденный по графику, пересчитывается по формуле

$$\alpha_1 = \frac{\alpha \sqrt{\frac{\sum \zeta_{\text{пр}}}{\sum \zeta'_{\text{пр}}}}}{2} + \alpha = 0,5 \left(\sqrt{\frac{\sum \zeta_{\text{пр}}}{\sum \zeta'_{\text{пр}}}} + 1 \right) \alpha = k\alpha, \quad (39)$$

где α — коэффициент затекания, определенный по графику;

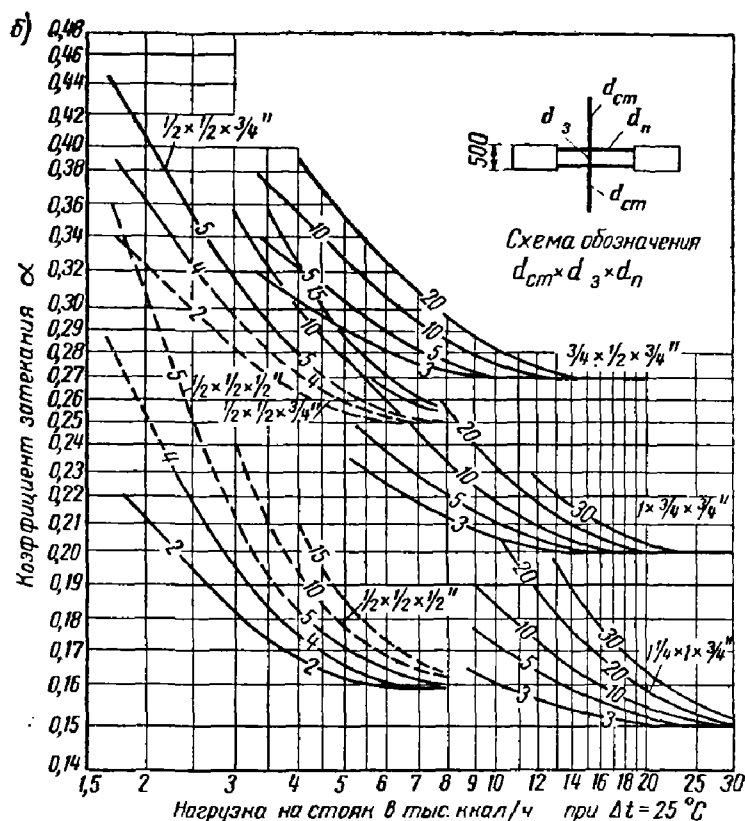
$\sum \zeta'_{\text{пр}}$ — сумма приведенных коэффициентов местных сопротивлений

подводок, если они отличаются от принятых для построения графиков;

$\Sigma \zeta_{пр}$ — сумма приведенных коэффициентов местных сопротивлений для типового случая подводок, принятого в графиках;

$$\Sigma \zeta'_{пр} = \Sigma \zeta' + \Sigma \zeta'_{э\kappa\text{в}}; \quad \Sigma \zeta_{пр} = \Sigma \zeta + \zeta_{э\kappa\text{в}},$$

где $\Sigma \zeta'$ и $\Sigma \zeta$ — суммы коэффициентов местных сопротивлений подводок (без крестовин и тройников);



затекания воды в приборы α в однострунных системах водяного отопления ($H = 500$ мм); б — то же, двустороннее

$\zeta'_{э\kappa\text{в}}$ и $\zeta_{э\kappa\text{в}}$ — величина местных сопротивлений, эквивалентная потерям давления на трение в подводках;

$$\zeta_{э\kappa\text{в}} = l \frac{\lambda}{d}$$

где l — длина обеих подводок, в м;

$\frac{\lambda}{d}$ — величина, принятая Л. Ф. Офицеровым для труб $d = 1/2'' - 3$, $d = 3/4'' - 2$.

Для типовых случаев, приведенных в графиках, при подводках $d = 3/4''$

$$\Sigma \zeta = \zeta_{кр} + \zeta_{пр} + 2 = 2 + 2 + 2 \cdot 1,5 = 7;$$

$$\zeta_{э\kappa\text{в}} = 1,25 \cdot 2 \cdot 2 = 5; \quad \Sigma \zeta_{пр} = 12; \quad \text{для } d = 1/2'' \quad \Sigma \zeta_{пр} = 16,5.$$

Если диаметры стояка по разные стороны от замыкающего участка отличаются на один размер, то значение α , найденное по графику, умножается на поправочный коэффициент K_1 , принимаемый по табл. 12.

Таблица 12

Диаметр в дюймах				Типовой узел, по которому определено α	Значение K_1 при скорости воды v в м/сек в стояке большого диаметра	
стояка		сжима	подводок		0,1—0,2	>0,2
по одну сторону от сжима	по другую сто- рону от сжима					
1	2	3	4	5	6	7
1 1/4	1	1	3/4	1 1/4 × 1 × × 3/4"	0,9—0,85	0,85
1	3/4	3/4	3/4	1 × 3/4 × 3/4"	0,9—0,85	0,85
3/4	1/2	1/2	3/4	3/4 × 1/2 × 3/4"	0,95	0,85
3/4	1/2	1/2	1/2	3/4 × 1/2 × 1/2"	0,85—0,8	0,8

§ 12. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНО-ОДНОТРУБНЫХ ПРОТОЧНЫХ РЕГУЛИРУЕМЫХ И НЕРЕГУЛИРУЕМЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Количество воды, затекающей в нагревательные приборы проточной системы при одностороннем их присоединении, принимается равным расходу воды в стояке, при двустороннем (в случае равенства сопротивлений подводок) — половине расхода воды, циркулирующей в стояке. Если сопротивления подводок различны, то расходы воды в приборах определяются по формуле

$$G_{\text{пр}_1} = \frac{G_{\text{ст}}}{1 + \sqrt{\frac{\Sigma \zeta_{\text{пр}_1}}{\Sigma \zeta_{\text{пр}_2}}}}; \quad G_{\text{пр}_2} = G_{\text{ст}} - G_{\text{пр}_1}, \quad (40)$$

где $G_{\text{пр}_1}$, $G_{\text{пр}_2}$, $G_{\text{ст}}$ — количество воды, проходящей через приборы и стояк, в кг/ч;

$\Sigma \zeta_{\text{пр}_1}$ и $\Sigma \zeta_{\text{пр}_2}$ — приведенное количество местных сопротивлений в подводках к приборам.

$\Sigma \zeta_{\text{пр}}$ определяется из выражения $\Sigma \zeta_{\text{пр}} = \frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta$,

где $\frac{\lambda}{d}$ — определяется по приложению III;

l — суммарная длина подводок в м;

$\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

При подсчете $\Sigma \zeta$ сумму коэффициентов местных сопротивлений тройников на повороте при делении и слиянии потоков следует принимать равной 11,3.

При $1 < \frac{\Sigma \zeta_{\text{пр}_1}}{\Sigma \zeta_{\text{пр}_2}} < 1,4$ количество воды, затекающей в каждый при-

бор, можно принимать равным $0,5 G_{\text{ст}}$. Влияние естественного давления в малых полукольцах на распределение воды в приборах с различными тепловыми нагрузками не учитывается.

§ 13. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ПО МЕТОДУ ПЕРЕМЕННЫХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПЕРЕПАДОВ

В общепринятом методе расчета систем отопления мы устанавливаем для всех стояков один и тот же температурный перепад. По перепаду определяем расходы воды в стояках, а по этим расходам — диаметры труб. Но так как сортамент труб ограничен, то при расчете стояков часто не удается полностью израсходовать располагаемый напор, особенно при длинных ветвях или резких колебаниях тепловых нагрузок по стоякам.

Чтобы погасить избыточное давление в стояке (ветви), нужно ввести искусственное сопротивление — вроде дроссель-шайбы — или производить кропотливую регулировку при пуске системы в действие. Канд. техн. наук А. И. Орлов еще в 30-х годах предложил вести расчет по фактическому расходу воды в стояках с учетом того, что температурные перепады в них будут различны. Сущность предложенного А. И. Орловым метода заключается в том, что при известном располагаемом давлении в стояке определяется $P_{\text{ср.уд}}$ и по заданному диаметру находится расход воды. Можно так подобрать диаметр и расход воды, что давление в стояке будет полностью израсходовано.

Недостаток этого способа расчета заключается в том, что сама величина $R_{\text{ср.уд}}$ является в известной мере условной, так как мы заранее точно не знаем, какой процент давления будет израсходован фактически на местные сопротивления. И поэтому после поверочного расчета потерь давления в стояке часто приходится уточнять величину расхода воды. Е. А. Белинский, основываясь на зависимости $H = SG^2$ и полагая, что $S = \text{const}$ для каждого участка, если известен его диаметр, видоизменил методику расчета, предложенную А. И. Орловым.

Сущность разработанного Е. А. Белинским метода расчета сводится к следующему. Задаваясь диаметром участка, мы находим его гидравлическую постоянную S . Зная величину располагаемого давления H_p , по формуле $G = \sqrt{\frac{H_p}{S}}$ определяем расход воды на участке.

Пользуясь методом Е. А. Белинского, можно принять диаметры всех стояков одинаковыми. Но так как величина H_p по мере удаления рассчитываемых стояков от главного стояка уменьшается, то вследствие этого уменьшаются и расходы воды и увеличиваются температурные перепады в стояках. Чтобы получить общий температурный перепад в ветви тупиковой системы отопления, близкий к 25°C , необходимо задаваться в самом дальнем стояке температурным перепадом в 30°C , если расчет начинается с дальнего стояка, или 20°C в ближнем стояке, если расчет начинается с ближнего стояка.

§ 14. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ С НИЖНЕЙ РАЗВОДКОЙ

В последнее время большое распространение получили однотрубные системы с нижней разводкой (рис. 32), позволяющие осуществлять в широких пределах стандартизацию заготовок и индустриализацию монтажных работ. Согласно СН 228—62 эти системы должны проектироваться проточными с трехходовыми радиаторными кранами, а в случае отсутствия их — со смещенными замыкающими участками и кранами двойной регулировки. Стояки состоят из подъемного и опускного участков, кроме того, они могут иметь горизонтальные участки. Схема

разводки трубопроводов горячей и обратной воды применяется, как правило, тупиковая.

Расчет этих систем ничем не отличается от расчета однетрубных систем с верхней разводкой. В целях упрощения расчета в СН 228—62 даются приведенные коэффициенты местного сопротивления междияторных узлов, а также приводятся таблицы и графики для определения коэффициентов затекания, температурных перепадов в приборах и пр.

При расчете однетрубных систем отопления с нижней разводкой и замыкающими участками необходимо проверять расход воды в стояках во избежание опрокидывания циркуляции воды в приборах подъемного участка. При этом расход воды в стояке $G_{\min}$ при $\Delta t = 25^\circ\text{C}$ должен быть не менее приводимого в табл. 13.

Таблица 13

Диаметр труб в дюймах			Минимальный расход воды $G_{\min}$ в кг/ч	Тепловая нагрузка стояка $Q_{\text{ст}}$ в ккал/ч
стояк	замыкающий участок	подводка		
1/2	1/2	1/2	200	5000
1/2	1/2	3/4	200	5000
3/4	1/2	3/4	285	7150
1	1/2	3/4	290	7250

Примечание. При составлении таблицы принята высота приборов 0,5 м и температура воды в стояке 95°C .

§ 15. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Пример 23. Определить предельное расстояние от мертвой опоры до компенсатора разводящего трубопровода системы отопления производственного здания. Температура теплоносителя 95°C .

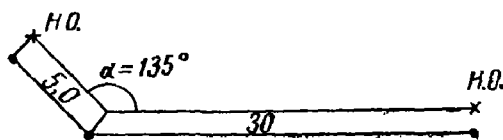


Рис. 17

Решение. Предельное расстояние от мертвой опоры до компенсатора определяется на основании максимально допустимого перемещения точки ответвления при тепловом удлинении трубопровода, которое согласно указаниям, приведенным в § 9, составляет 50 мм.

Из формулы (27)

$$l = \frac{50}{0,0012 (95 - 5)} = 4,6 \text{ см.}$$

Пример 24. Проверить напряжение на изгиб при самокомпенсации трубопровода системы отопления диаметром $d = 2''$ в месте его поворота (рис. 17), если температура теплоносителя 115°C .

Решение. По формуле (27) величина удлинения короткого плеча

$$\Delta \approx 0,0012 (115 - 5) 5 = 0,66 \text{ см.}$$

При условном диаметре трубопровода 2'' его наружный диаметр равен 60 мм.

Отношение длинного плеча к короткому составляет

$$K = \frac{30}{5} = 6.$$

Допускаемое напряжение на изгиб $[R_{из}] = 700 \text{ кг/см}^2$.
 Модуль упругости $E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$, $\sin 45^\circ = 0,707$, $\operatorname{ctg} 45^\circ = 1$.

По формуле (28)

$$R_{из} = \frac{1,5 \cdot 0,66 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 6}{500^2} \left(\frac{6+1}{0,707} + \frac{6+3}{6+1} 1 \right) =$$

$$= 533 \text{ кг/см}^2 < 7000 \text{ кг/см}^2.$$

Пример 25. Произвести гидравлический расчет малого циркуляционного кольца прибора горизонтальной однострунной системы водяного отопления (рис. 18). Расход воды в магистрали составляет 400 кг/ч . Диаметр магистрали $1''$. Общая длина подводок к прибору $1,9 \text{ м}$. Температура воды при входе в прибор 94°C . Коэффициенты местных сопротивлений ξ тройников определить по данным б. ЦНИИС.

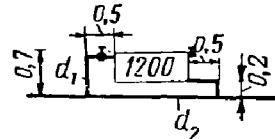


Рис. 18

Решение. Задаемся диаметрами подводок к прибору d_1 и в замыкающем участке d_2 . Примем $d_1 = 3/4''$, $d_2 = 1''$. Пусть будет $\alpha = 0,3$. Расход воды в приборе равен 120 кг/ч , в замыкающем участке — 280 кг/ч .

Ответвления к прибору.

$$R = 1 \text{ кг/м}^2, \quad v = 0,1 \text{ м/сек}, \quad h_v = 0,5 \text{ кг/м}^2,$$

$$\frac{G_{отв}}{G_{ств}} = 0,3.$$

Местные сопротивления.

Два тройника на повороте при делении и слиянии потоков (группа тройников I) $\xi = 4,7$; кран двойной регулировки $3/4''$ $\xi = 2$; два отвода $3/4''$ $\xi = 1,5 \cdot 2 = 3$; отопительный прибор $\xi = 2$; $\Sigma \xi = 11,7$.

$$Rl + Z = 1 \cdot 1,9 + 11,7 \cdot 0,5 = 7,75 \text{ кг/м}^2.$$

Замыкающий участок.

$$R = 1,45 \text{ кг/м}^2, \quad v = 0,145 \text{ м/сек},$$

$$h_v = 1,05 \text{ кг/м}^2, \quad \frac{G_{пр}}{G_{ств}} = 0,7.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений двух тройников на проходе при делении и слиянии потоков $\Sigma \xi = 2$. Общая длина горизонтальных участков подводок к прибору 1 м .

Примем условно длину прибора также равной 1 м . Тогда длина замыкающего участка составит 2 м .

$$(Rl + Z)_з = 1,45 \cdot 2 + 2 \cdot 1,05 = 5 \text{ кг/м}^2.$$

Температурный перепад в приборе

$$\Delta t_{пр} = \frac{1200}{120} = 10^\circ\text{C};$$

$$t_{ср.пр} = 94 - \frac{10}{2} = 89; \quad t_k = 84^\circ\text{C};$$

$$\gamma_{94} = 962,61;$$

$$\gamma_{89} = 966,01; \quad \gamma_{84} = 969,3 \text{ кг/м}^3.$$

Величина естественного давления в малом циркуляционном кольце определяется как разность давлений столбов охлажденной и горячей воды

$$H_e = 0,5 \gamma_{89} + 0,2 \gamma_{84} - 0,7 \gamma_{94} = 0,5 \cdot 966,01 + 0,2 \cdot 969,3 - 0,7 \cdot 962,61 = 3,03 \text{ кг/м}^2.$$

Располагаемое давление в малом циркуляционном кольце

$$H_{отв} = 5 + 3,03 = 8,03 \text{ кг/м}^2.$$

$$\text{Невязка } \frac{8,03 - 7,75}{8,03} 100 = 3,5\%.$$

Если горячую подводу присоединить к нижнему ниппельному отверстию прибора, как обычно делается в практике, то коэффициент затекания уменьшится до 0,28.

$$\Delta t_{пр} = \frac{1200}{400 \cdot 0,28} = 10,7 \text{ С.}$$

Температура воды, выходящей из прибора, $t_k = 94 - 10,7 = 83,3^\circ\text{С}$

$$\gamma_{83,3} = 969,75 \text{ кг/м}^3.$$

$$H_e = 0,2 (969,75 - 962,61) = 1,43 \text{ кг/м}^2.$$

Невязка составит 1%.

При той и другой схеме присоединения требуется для выпуска воздуха установка воздушного крана у прибора или присоединение к прибору воздушной трубки.

Пример 26. Определить количество воды, затекающей в приборы при проточной схеме присоединения, изображенной на рис. 19.

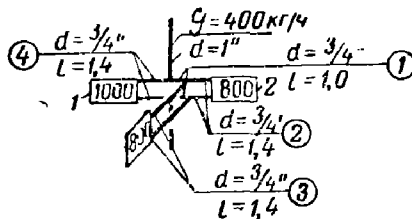


Рис. 19

Решение. Согласно указаниям,

данным в § 12, расчет ведем без учета естественного давления в малых циркуляционных кольцах. Из приложения III для трубопровода $d = 3/4''$ $A = 0,325 \cdot 10^{-4}$, $\frac{\lambda}{d} = 1,9$. С целью упрощения подсчетов будем считать расходы воды в сотнях килограммов, тогда будет $A = 0,325$.

Определяем гидравлические постоянные сопротивления и проводимости участков по формулам (35) — (37). Сумму коэффициентов местных сопротивлений противоточных тройников принимаем согласно указаниям § 12—11,3. Чтобы найти ζ остальных тройников, по данным 6. ЦНИПС, примем $G_2 = G_3$.

Участок 1.

$$S_1 = A \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta \right) = 0,325 (1,9 \cdot 1 + 11,3) = 4,29.$$

Участок 2.

$$S_2 = 0,325 (1,9 \cdot 1,4 + 6,4) = 2,94;$$

$$p_2 = \frac{1}{S_2} = \frac{1}{2,94} = 0,582.$$

Участок 3.

$$S_3 = 0,325 (1,9 \cdot 1,4 + 9,4) = 3,92; \quad p_3 = 0,505.$$

Участок 4.

$$S_4 = 0,325 (1,9 \cdot 1,4 + 13,3) = 5,19.$$

В $\Sigma \zeta$ участков 2, 3 и 4 включены ζ тройников и приборов.

Участок 1 является общим для участков 2 и 3.
Поэтому

$$G_1 = G_2 + G_3.$$

По формуле (37)

$$G_2 = \frac{G_1 p_2}{p_2 + p_3} = \frac{0,582}{0,582 + 0,505} G_1 = 0,535 G_1;$$

$$G_3 = G_1 - G_2 = G_1 - 0,535 G_1 = 0,465 G_1.$$

Потери давления на участке 4 должны быть равны сумме потерь давления на участках 1 и 2 или, что то же самое, 1 и 3.

Следовательно,

$$H_4 = H_1 + H_2.$$

На этом основании

$$S_4 G_4^5 = S_1 G_1^5 + S_2 G_2^5.$$

Подставив в последнюю формулу значения S_1 , S_2 , S_4 и G_2 , получим

$$5,19 G_4^5 = 4,29 G_1^5 + 2,94 (0,535 G_1)^5 = 5,14 G_1^5.$$

Но так как $G_4 = G_{\text{ст}} - G_1 = 400 - G_1$, то $5,19 (400 - G_1)^5 = 5,14 G_1^5$, откуда $G_1 = G_4 = 200$, $G_2 = 0,535 \cdot 200 = 107$, $G_3 = 200 - 107 = 93$ кг/ч.

Производим проверку потерь давления.

При $\frac{G_1}{G_{\text{ст}}} = \frac{G_4}{G_{\text{ст}}} = 0,5$ $\Sigma \zeta$ противоточных тройников 11,3; при $\frac{G_2}{G_1} = \frac{107}{200} = 0,535$, $\Sigma \zeta$ тройников на проходе 3,84; при $\frac{G_3}{G_1} = \frac{93}{200} = 0,465$ $\Sigma \zeta$ тройников на повороте 7,73. Σ приборов = 2.

Участок 4.

$$v = 0,16 \text{ м/сек}, R = 2,35 \text{ кг/м}^2,$$

$$h_v = 1,28 \text{ кг/м}^2, \Sigma \zeta = 11,3 + 2 = 13,3.$$

$$(Rl + Z)_4 = 2,35 \cdot 1,4 + 13,3 \cdot 1,28 = 20,31 \text{ кг/м}^2.$$

Участок 1.

$$v, R, h_v \text{ те же, что на участке 4;}$$

$$(Rl + Z)_1 = 2,35 \cdot 1 + 11,3 \cdot 1,28 = 16,82 \text{ кг/м}^2.$$

Участок 2.

$$v = 0,088 \text{ м/сек}, R = 0,77 \text{ кг/м}^2, h_v = 0,384 \text{ кг/м}^2,$$

$$\Sigma \zeta = 3,84 + 2 = 5,84.$$

$$(Rl + Z)_2 = 0,77 \cdot 1,4 + 5,84 \cdot 0,384 = 3,32 \text{ кг/м}^2.$$

Участок 3.

$$v = 0,075 \text{ м/сек}, R = 0,58 \text{ кг/м}^2, h_v = 0,28 \text{ кг/м}^2,$$

$$\Sigma \zeta = 7,73 + 2 = 9,73.$$

$$(Rl + Z)_3 = 0,58 \cdot 1,4 + 9,73 \cdot 0,28 = 3,53 \text{ кг/м}^2.$$

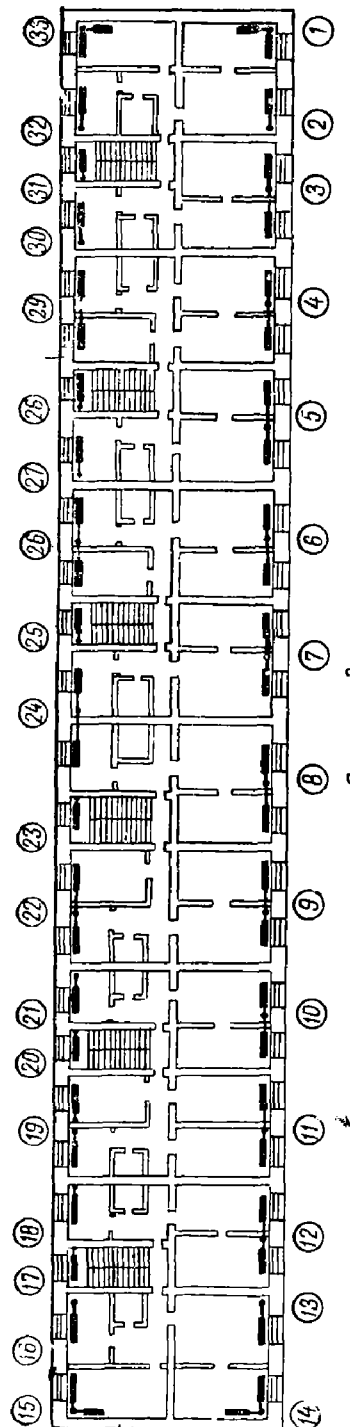
$$(Rl + Z)_{1,2} = 16,82 + 3,32 = 20,14 \text{ кг/м}^2;$$

$$(Rl + Z)_{1,3} = 16,82 + 3,53 = 20,35 \text{ кг/м}^2.$$

Невязка в потерях давления на участках 1—2 и 4—0,8%, на участках 1—3 и 4—0%, на участках 2 и 3—6%. Следовательно, распределение воды по участкам сделано правильно. Подсчитаем, какая будет невязка в потерях давления в полукольцах узла, если учесть естественное давление. Примем тепловые нагрузки: прибора 1—1000 ккал/ч, приборов 2 и 3—по 800 ккал/ч. Температурные перепады в приборах

$$\Delta t_{\text{пр1}} = \frac{1000}{200} = 5^\circ\text{C}, \quad \Delta t_{\text{пр2}} = \frac{800}{107} = 7,5^\circ\text{C},$$

План этажей



План чердака

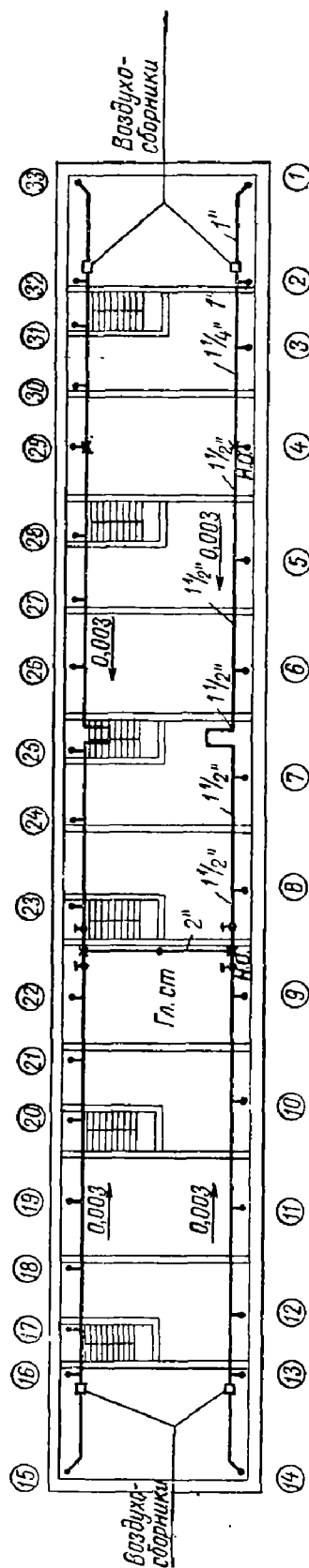
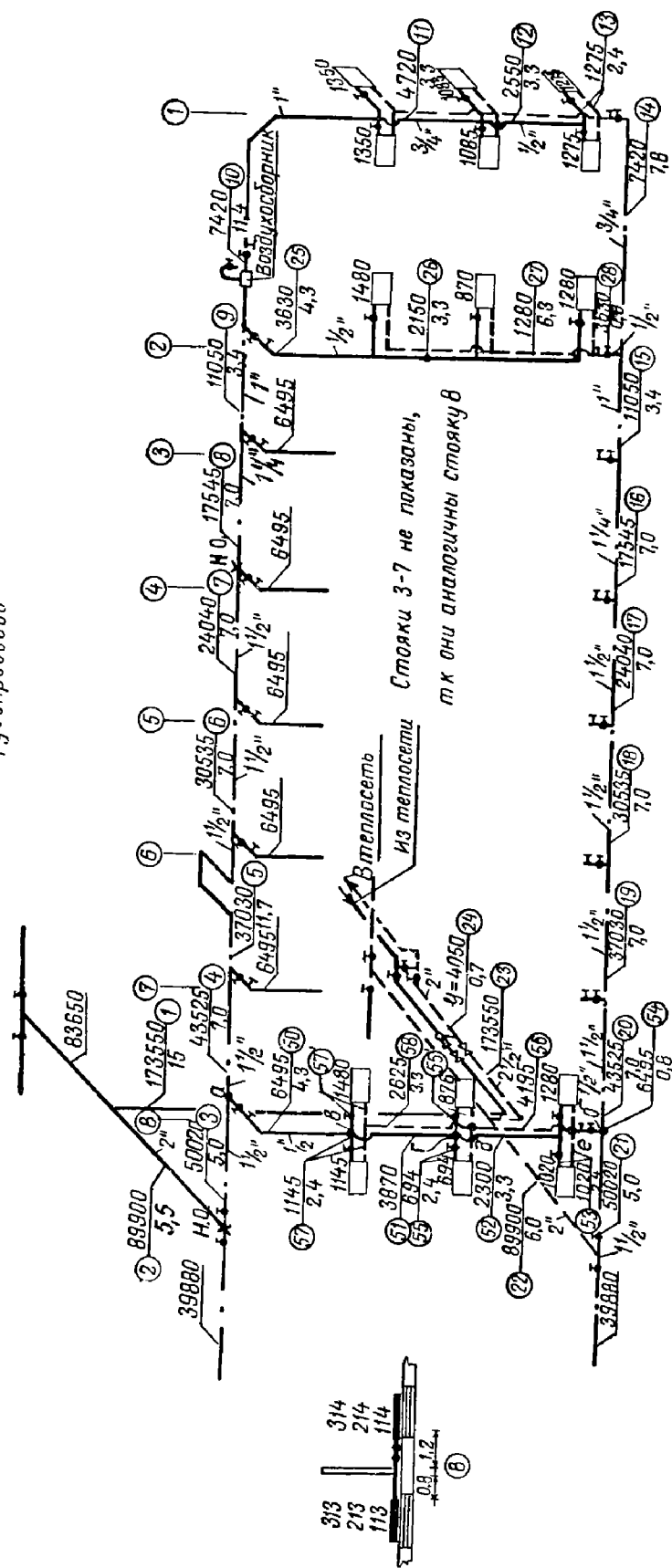


Схема трубопроводов



$$\Delta t_{\text{пр}_2} = \frac{800}{93} = 8,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Высота приборов составляет 0,5 м. Согласно рекомендациям, приведенным в § 10, учитываем 50% H_c . Так как перепад температур $\Delta t_{\text{пр}_2}$ и $\Delta t_{\text{пр}_1}$ больше $\Delta t_{\text{пр}_1}$, давление столбов воды в приборах 2 и 3 больше давления столба воды в приборе 1. Разность этих давлений окажет тормозящее действие на поток воды, выходящей из прибора 1.

Определим 50% разности давлений по формуле (33):

$$\text{для приборов 2 и 1 } 0,5 \Delta H_{c_1} = 0,5 \cdot 0,32 \cdot 0,5(7,5 - 5) = 0,2 \text{ кг/м}^2$$

$$\text{» » 3 » 1 } 0,5 \Delta H_{c_1} = 0,5 \cdot 0,32 \cdot 0,5(8,6 - 5) = 0,28 \text{ »}$$

$$\text{» » 2 » 3 } 0,5 \Delta H_{c_2} = 0,5 \cdot 0,32 \cdot 0,5(8,6 - 7,5) = 0,09 \text{ »}$$

С учетом тормозящего действия H_c потери давления в полукольце прибора 1

$$(Rl + Z)_1 + 0,5 \Delta H_c = 20,59 \text{ кг/м}^2.$$

В полукольце прибора 2

$$(Rl + Z)_2 + 0,5 \Delta H_{c_2} = 3,41 \text{ кг/м}^2.$$

Невязки в потерях давления на участках 1—3 и 4 — 1,2%, на участках 2 и 3 — 3,4%. Как видно из подсчетов, влияние H_c на невязку незначительное.

Пример 27. Произвести гидравлический расчет ветви двухтрубной системы отопления с верхней разводкой (рис. 20) для трехэтажного жилого здания с высотой этажей 3,3 м от пола нижележащего этажа до пола вышележащего. Система отопления подключается к наружной тепловой сети с помощью элеватора. Нагревательные приборы устанавливаются в нишах.

Разность давлений в горячей и обратной магистрали на вводе составляет 1,2 кг/см². Параметры теплоносителя: в наружной сети 130 и 70°C, в домовой 95 и 70°C.

Решение. Начинаем с проверки необходимости установки компенсатора на ветви отопления. Предельная длина ветви без установки компенсатора определяется из условия допускаемого перемещения стояков вследствие теплового удлинения труб на 40 мм. Тепловое удлинение 1 пог. м трубопровода определяем по формуле (27)

$$\Delta = 0,0012(95 - 5) = 0,108 \text{ см} = 1,08 \text{ мм}.$$

Фактическая длина горячей магистрали рассчитываемой правой ветви составляет 50,4 м, левой — 34,4 м.

Допустимая длина магистрали без установки компенсатора

$$l = \frac{40}{1,08} = 37,2 \text{ м}.$$

Компенсатор ставим на правой ветви. Участок, обслуживаемый компенсатором, принимаем от начала ветви до стояка 4. Длина этого участка 33 м. На остальной части ветви тепловое удлинение будет компенсироваться поворотами у стояка 1. К установке принимаем П-образный компенсатор. Расчет компенсатора приведен ниже.

Для обратной магистрали компенсатор не требуется, что видно из следующего подсчета.

Тепловое удлинение 1 пог. м магистрали

$$\Delta = 0,012(70 - 5) = 0,78 \text{ мм}.$$

Допустимая длина магистрали без установки компенсатора

$$l = \frac{40}{0,78} = 51,4 > 50,4.$$

А. Гидравлический расчет

Учитывая, что разность давления в горячей и обратной магистралях на вводе в здание значительная, при расчете мы будем исходить из средней потери давления 10 кГ/м^2 на 1 пог. м трубопровода.

Отбрасывая 50% на местные сопротивления, получим $R_{\text{ср.ул}} = 5 \text{ кГ/м}^2$. Расчет начинаем с циркуляционного кольца, проходящего через стояк 1. Длина кольца $150,2 \text{ м}$. Предполагаемые потери давления $150,2 \cdot 10 = 1502 \text{ кГ/м}^2$.

Так как схема разводки тупиковая, а количество стояков большое, при расчете будем задаваться такими скоростями движения теплоносителя на магистральных участках ветви, чтобы невязки в потерях давления в ветвях и стояках не превосходили 25%.

Стояк 2 имеет малую тепловую нагрузку. Даже при минимальном диаметре $1/2''$ потери его составляют всего $122,36 \text{ кг/м}^2$. Поэтому желательно, чтобы потери давления в стояке 1 не превосходили $122,36 \times 1,25 = 154 \text{ кГ/м}^2$. Исходя из этого, в стояке 1 приняты пониженные скорости движения воды.

При выборе диаметров труб имеется в виду, чтобы скорости движения воды более или менее плавно понижались от элеватора к последнему стояку.

По данным б. ЦИИПС, приняты коэффициенты местных сопротивлений противоточных тройников при слиянии потоков $\zeta = 5$, при делении потоков $\zeta = 6,3$ и проходных тройников (воздушные и спускные тройники на стояках) при $\frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{ств}}} = 1$ $\zeta = 0,7$. Остальные коэффициенты взяты по справочнику.

Перед перемычкой (участок 24) поток разветвляется; часть воды уходит в наружную тепловую сеть, а часть засасывается элеватором.

Количество сетевой воды, поступающей через элеватор в систему отопления, составляет

$$G_1 = \frac{173\,550}{150 - 70} = 2892 \text{ кг/ч},$$

где 173 550 — расход тепла в системе отопления в ккал/ч

Количество воды, циркулирующей в системе:

$$G_2 = \frac{173\,550}{95 - 70} = 6942 \text{ кг/ч}.$$

Количество воды, засасываемой элеватором из обратной магистрали:

$$G_3 = 6942 - 2892 = 4050 \text{ кг/ч}.$$

Результаты гидравлического расчета кольца приведены в табл. 14. Коэффициенты местных сопротивлений кольца.

Участок 1 ($d = 2 1/2''$).

Задвижка $\zeta = 0,5$; отвод $\zeta = 0,5$; $\Sigma \zeta = 1$.

Участок 2 ($d = 2''$).

Тройник на противотоке при делении потоков $\zeta = 6,3$.

Участок 3 ($d = 1 1/2''$).

Тройник на противотоке при делении потоков $\zeta = 6,3$; вентиль $\zeta = 8$; $\Sigma \zeta = 14,3$.

Участок 4 ($d = 1 1/2''$).

Проходной тройник $\zeta = 1$.

Участок 5 ($d=1\frac{1}{2}''$).

П-образный компенсатор $\zeta=2$; проходной тройник $\zeta=1$; $\Sigma\zeta=3$.

На участках 6, 7, 8, 9, 15, 16, 17, 18, 19, 20 — проходные тройники с $\zeta=1$.

Участок 10 ($d=1''$).

Проходной тройник $\zeta=1$; воздухооборник $\zeta=1,5$; вентиль $\zeta=9$; два отвода $\zeta=1 \cdot 2=2$; спускной тройник на проходе $\zeta=0,7$; $\Sigma\zeta=14,2$.

Участок 11 ($d=3/4''$).

Крестовина проходная $\zeta=2$; скоба $\zeta=2$; $\Sigma\zeta=4$.

Участок 12 ($d=1\frac{1}{2}''$).

Крестовина проходная $\zeta=2$; скоба $\zeta=3$; $\Sigma\zeta=5$.

Участок 13 ($d=1\frac{1}{2}''$).

Тройник на противотоке при делении потоков $\zeta=6,3$; два отвода $\zeta=1,5 \cdot 2=3$; кран двойной регулировки $\zeta=4$; нагревательный прибор $\zeta=2$; крестовина на повороте $\zeta=3$; $\Sigma\zeta=18,3$.

Участок 14 ($d=3/4''$).

Утка (отступ) $\zeta=1,5$; отвод $\zeta=1,5$; проходной тройник $\zeta=1$; вентиль $\zeta=10$; спускной тройник на проходе $\zeta=0,7$; $\Sigma\zeta=14,7$.

Участок 21 ($d=1\frac{1}{2}''$).

Тройник на повороте при слиянии потоков $\zeta=5$; вентиль $\zeta=8$; $\Sigma\zeta=13$.

Участок 22 ($d=2''$).

Тройник на повороте при слиянии потоков $\zeta=5$.

Участок 23 ($d=2\frac{1}{2}''$).

Отвод $\zeta=0,5$; задвижка $\zeta=0,5$; $\Sigma\zeta=1$.

Перемычка ($d=2''$).

Тройник на повороте $\zeta=1,5$.

Общие потери давления в расчетном циркуляционном кольце $1117,44 \text{ кг/м}^2$. Добавив 10% на неучтенные сопротивления, получим требуемое для системы отопления давление $H=1229 \text{ кг/м}^2$. Естественное давление ввиду его малой величины не учитываем. Мы рассчитали только одно кольцо, но в системе таких ветвей четыре, и следовательно, четыре кольца.

Располагаемый напор H_p для каждой из этих ветвей будет равен сумме потерь давления на участках рассчитанного циркуляционного кольца, не являющихся общими с рассчитываемыми ветвями.

Например, для левой ветви

$$H_p = \Sigma(Rl + Z)_{г.к} - \Sigma(Rl + Z)_{1,2,22-24} = \\ = 1117,44 - 338,68 = 778,76 \text{ кг/м}^2.$$

Расчета этих ветвей не приводим, так как он ничем не отличается от расчета главного циркуляционного кольца.

Расчет стояков. Для примера определим все участки стояка 8. Что касается стояка 2, то расчет его ограничим только участками 25, 26, 27 и 28 с целью увязки потерь давления в нем со стояком 1.

Располагаемый напор для стояка 2

$$H_{p_2} = \Sigma(Rl + Z)_{10-14} = 150,26 \text{ кг/м}^2.$$

Фактические потери давления в стояке составляют $122,36 \text{ кг/м}^2$. Располагаемый напор для стояка 8 равен сумме потерь давления на участках 4—20, не являющихся общими с кольцом стояка 8.

Расходы воды в левом и правом приборах каждого этажа, несмотря на различие тепловых нагрузок, приняты одинаковыми согласно указаниям, приведенным в § 10. При определении H_p для кольца, проходящего через прибор I этажа, естественное давление не учитывается.

Что касается дополнительного давления, возникающего за счет превышения приборов II и III этажей над приборами I этажа, то мы обязаны его учитывать, так как это давление действует на участках обратного стояка, а также в подводках к приборам верхних этажей. Величина его превосходит насосное давление в этих участках. Дополнительное давление учитываем в размере 50%.

Остановимся на приемах определения располагаемого давления на участках обратного стояка, для чего рассмотрим кольца приборов II и III этажей стояка 8.

Малое кольцо прибора II этажа. В точках *г* и *е* разделяются и соединяются два полукольца: правое *г*, 52, 53, *е*, если смотреть на него из помещения, и левое *г*, 55', 56, *е* (см. рис. 20). В точке *г* действует общее для обоих полуколец насосное давление большого циркуляционного кольца, израсходованная часть которого в полукольцах численно равна потерям давления на ранее рассчитанных участках 52, 53.

Но в левом полукольце помимо насосного напора действует еще дополнительное естественное давление, обусловленное разностью высот осей нагревательных приборов II и I этажей:

$$H_{д.е.2} = h_2(\gamma_0 - \gamma_1) \text{ кг/м}^2,$$

где h_2 — расстояние между осями приборов I и II этажей.

Располагаемое давление в левом полукольце

$$H_{p.2} = 0,5 H_{д.е.2} + \Sigma(Rl + Z)_{52,53} \text{ кг/м}^2.$$

Индекс 2 означает, что H_p относится ко II этажу.

$$H_{д.е.2} = 3,3(977,81 - 961,92) = 52,44 \text{ кг/м}^2.$$

Из табл. 13 берем

$$\Sigma(Rl + Z)_{52,53} = 13,48 + 5,7 = 19,18 \text{ кг/м}^2,$$

тогда

$$H_{p.2} = 52,44 \cdot 0,5 + 19,18 = 45,4 \text{ кг/м}^2.$$

Кольцо прибора III этажа. В точке *в* разделяются, а в точке *е* соединяются два полукольца: правое, проходящее через участки 51, 52, 53, и левое, проходящее через участки 57', 58, 56. В точке *в* действует общий для обоих полуколец насосный напор, израсходованная часть которого в данном отрезке стояка численно равна потере давления в участках 51, 52, 53.

Но в левом полукольце дополнительно к этому напору действует еще естественное давление, величина которого определяется по формуле

$$H_{д.е.3} = (h_2 + h_3)(\gamma_0 - \gamma_1),$$

где h_2 — расстояние между осями приборов I и II, а h_3 — II и III этажей.

Индекс 3 обозначает, что давление $H_{д.}$ действует на два этажа. Общее располагаемое давление, действующее в левом полукольце, составляет

$$H_{общ} = 0,5 H_{д.е.3} + \Sigma(Rl + Z)_{51,52,53}.$$

Если из $H_{общ}$ вычесть потери давления на ранее рассчитанном участке 56, то получим располагаемое давление для участков 57, 57', 58, подлежащих расчету.

Таблица 14

№ участка	Q в ккал/ч	G в кг/ч	l в м	d в дюймах	v в м/сек	R		Rl		Σζ	Z		Rl-Z
						в м/сек		· м ²			в кг/м ²		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
Главное циркуляционное кольцо через стояк I. R _{ср. ул.} = 5 кг/м ²													
1	173 550	6942	15	2 1/2	0,14	5,3	82,5	11,6	1	14,6	97,1		
2	89 900	3596	5,5	2	0,45	5,3	29,15	10,1	6,3	63,63	92,78		
3	50 020	2001	5	1 1/2	0,43	7	35	9,22	14,3	131,85	166,85		
4	43 525	1741	7	1 1/2	0,38	5,2	56,4	7,2	1	7,2	43,6		
5	37 030	1481	11,7	1 1/2	0,32	3,7	43,19	5,11	3	15,33	58,62		
6	30 535	1222	7	1 1/2	0,27	2,7	18,9	3,63	1	4,63	22,53		
7	24 040	962	7	1 1/2	0,21	1,7	11,9	2,2	1	2,2	14,1		
8	17 545	702	7	1 1/4	0,2	1,8	12,6	2	1	2	14,6		
9	11 050	442	3,4	1	0,225	3,3	11,22	2,51	1	2,51	13,75		
10	7 420	298	11,4	1	0,15	1,6	18,24	1,12	14,2	15,9	34,14		
11	4720	189	3,3	3/4	0,15	2,2	7,26	1,12	4	4,48	11,74		
12	2 550	102	3,3	1 1/2	0,15	3,1	10,23	1,12	5	5,6	15,83		
13	1 275	51	2,4	1 1/2	0,078	0,75	1,8	0,304	18,3	5,56	7,36		
14	7 420	298	7,8	3/4	0,24	5	39	2,87	14,7	42,19	81,19		
15	11 050	442	3,4	1	0,225	3,3	11,22	2,51	1	2,51	13,75		
16	17 545	702	7	1 1/4	0,2	1,8	12,6	2	1	2	14,6		
17	24 040	962	7	1 1/2	0,21	1,7	11,9	2,2	1	2,2	14,1		
18	30 535	1222	7	1 1/2	0,27	2,7	18,9	3,63	1	3,63	22,53		
19	37 030	1481	7	1 1/2	0,32	3,7	25,9	5,11	1	5,11	31,01		
20	43 525	1741	7	1 1/2	0,38	5,2	36,4	7,2	1	7,2	43,6		
21	50 020	2001	5	1 1/2	0,43	7	3	9,22	13	119,86	154,86		
22	89 900	3596	6	2	0,45	5,3	31,8	10,1	5	50,5	82,3		
23	173 550	6942	5	2 1/2	0,54	5,5	27,5	14,6	1	14,6	42,1		
24	Перемычка	4 050	0,7	2	0,51	7	4,9	1,3	1,5	19,5	24,4		
			150,2	—		—	573,61	—	—	543,83	1117,44		

Стояк 8. $H_p=457,05$ $\kappa\Gamma/\mu^2$, $R_{\text{ср. у.д.}} = 16$ $\kappa\Gamma/\mu^2$									
50	6 495	260	4,3	$1/2$	0,38	18	77,4	7,2	19,7
51	3 870	155	3,3	$1/2$	0,23	6,8	22,42	2,64	141,84
52	2 300	92	3,3	$1/2$	0,14	2,6	8,58	0,98	13,2
53	2 300 $\times$ 0,5	46	2,4	$1/2$	0,069	0,53	1,27	0,234	4,9
54	6 495	260	0,8	$1/2$	0,38	18	14,4	7,2	4,43
Невязка $\frac{457,05 - 430,28}{457,05} \cdot 100 = 5,8$									
II этаж. $H_p = 45,4$ $\kappa\Gamma/\mu^2$									
55	1 570 $\times$ 0,5	32	2,4	$1/2$	0,048	0,22	0,53	0,12	1,44
56	4 195	168	3,3	$1/2$	0,29	1,5	24,75	4,19	20,95
Невязка $\frac{17,67 - 45,4}{45,4} \cdot 100 =$									
III этаж. $H_p = 61,54$ $\kappa\Gamma/\mu^2$									
57	2 625 $\times$ 0,5	53	2,4	$1/2$	0,08	0,8	1,92	0,32	4,48
58	2 625	105	3,3	$1/2$	0,15	3,3	10,89	1,12	7,6
Избыток давления 61,54—22,89 = 38,65 $\kappa\Gamma/\mu^2$ погасить кранами двойной регулировки у нагревательных приборов III этажа.									
Стояк 2. $H_p = 150,26$ $\kappa\Gamma/\mu^2$									
25	3 630	145	4,3	$1/2$	0,2	5,3	22,79	2	39,4
26	2 150	86	3,3	$1/2$	0,13	2,4	7,92	0,85	0,85
27	1 280	51	6,3	$1/2$	0,078	0,75	4,72	0,304	3,04
28	3 630	145	0,8	$1/2$	0,2	5,3	4,24	2	39,4
Невязка $\frac{150,26 - 122,36}{150,26} \cdot 100 = 18,3\%$									

Следовательно,

$$H_{p3} = 0,5 H_{\text{тез}} + \Sigma (Rl + z)_{51,52,53} - (Rl + Z)_{56};$$

$$H_{p3} = 52,44 \cdot 2 \cdot 0,5 + (35,62 + 13,48 + 5,7)_{51,52,53} - (45,7)_{56} = 61,54 \text{ кг/м}^2.$$

На основании приведенных рассуждений можно вывести правило для определения располагаемого давления H_p рассчитываемых участков в левых полукольцах приборов любого этажа, принимая за крайние точки всего кольца: вверху — крестовину на горячем стояке рассматриваемого этажа и внизу — нижнюю крестовину на обратном стояке.

Располагаемое давление участков левого полукольца приборов любого этажа равно потерям давления в правом полукольце плюс 50% дополнительного естественного давления, обусловленного превышением нагревательных приборов данного этажа над приборами I этажа, минус потери давления на рассчитанных участках левого полукольца.

При этом нужно иметь в виду, что участки подающего стояка относятся к правому полукольцу, а обратного — к левому.

Ту же величину располагаемого давления мы получим, если будем рассматривать малые кольца приборов данного этажа. Например, для III этажа малым будет кольцо *в—57—51—г—д—58*.

При расчете участков 57 и 58 мы получили большой избыток давления. Если на участке 51 принять диаметр $3/4''$, то избыток напора уменьшится на $25,4 \text{ кг/м}^2$, но все же еще останется запас давления 54%; зато невязка потерь давления в стояке возрастет до 23%. Так как в этом случае от регулировки не избавиться, оставляем диаметр участка $1/2''$.

Подбор водоструйного элеватора. Расход воды в системе $G = 6942 \text{ кг/ч} = 6,94 \text{ т/ч}$. Потери напора $H = 1,23 \text{ м}$. Диаметр горловины элеватора

$$d_{\text{гор}} = 8,5 \sqrt[4]{\frac{G^2}{H}} = 8,5 \sqrt[4]{\frac{6,94^2}{1,23}} = 21,3 \text{ мм.}$$

Принимаем элеватор № 3 конструкции Госсантехстроя. Фактический диаметр горловины $d_{\text{гор}} = 25,5 \text{ мм}$.

Коэффициент подмешивания

$$a = \frac{130 - 95}{95 - 70} = 1,4.$$

Диаметр сопла

$$d_c = \frac{d_{\text{гор}}}{1 + a} = \frac{25,5}{1 + 1,4} = 10,6 \text{ мм.}$$

Требуемый напор перед элеватором

$$H_s = 1,4(1 + a)^2 H = 1,4(1 + 1,4)^2 1,23 = 9,8 \text{ м вод. ст.}$$

Избыток давления $H = 12 - 9,8 = 2,2 \text{ м вод. ст.}$ необходимо погасить вентилем на вводе. Схема теплового ввода изображена на рис. 21.

Подбор компенсатора. Тепловое удлинение трубопровода, воспринимаемое компенсатором, на участке длиной 33 м по формуле (27):

$$\Delta = 0,0012(95 - 5) 33 = 3,56 \text{ см.}$$

Принимаем отношение длины плеча компенсатора к его вылету

$$K = \frac{l_2}{l_1} = 0,667.$$

Допускаемое напряжение на изгиб $[R_u] = 700 \text{ кг/см}^2$.

Модуль упругости

$$E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2.$$

Условный проход трубы на участке, где ставится компенсатор, $1\frac{1}{2}''$, наружный ее диаметр $48 \text{ мм} = 4,8 \text{ см}$.

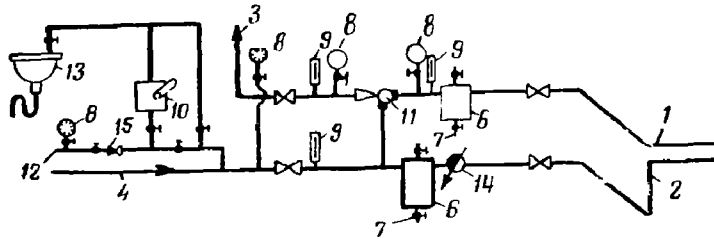


Рис. 21. Схема теплового ввода

1 — подающая магистраль из тепловой сети; 2 — обратная магистраль из тепловой сети; 3 — подающая магистраль в систему отопления; 4 — обратная магистраль из системы отопления; 5 — грязевик; 6 — спускная из грязевика; 7 — манометры; 8 — термометры; 9 — ручной насос; 10 — элеватор; 11 — водопровод; 12 — раковина; 13 — водомер; 14 — обратный клапан

По формуле (26) определяем вылет компенсатора

$$700 = \frac{1,5 \cdot 3,56 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 4,8}{l_1^2 (1 + 6 \cdot 0,667)}$$

откуда $l_1 = 135 \text{ см} = 1,35 \text{ м}$.

Длина плеча $l_2 = 1,35 \cdot 0,667 = 0,9 \text{ м}$. Длина участка $5 \text{ л} = 9 + 1,35 \times 2 = 11,7 \text{ м}$.

Пример 28. С учетом теплоотдачи трубами определить поверхность нагрева приборов помещений, обслуживаемых стояком 8 двухтрубной системы отопления (см. рис. 20), если $t_n = -30$, $t_b = 18^\circ\text{C}$.

Расчетные параметры воды $t_r = 95$, $t_0 = 70^\circ\text{C}$. Высота помещений в чистоте равна 3 м.

Нагревательные приборы типа Н-150А установлены в нишах. Поверхность одной секции $f_{\text{экм}} = 0,28 \text{ м}^2$.

Решение. Участок разводящей магистрали между главным стояком и стояком 8 короткий, поэтому скорости воды в нем большие и охлаждение воды на участке будет незначительным. На этом основании принимаем температуру воды, входящей в стояк 8, равной 95°C .

При длинных участках магистрали нужно обязательно определять падение температуры воды по участку, потому что снижение температуры может доходить до $2-3^\circ\text{C}$ и более. Так, в нашем случае температура воды, входящей в стояк 1, с учетом попутного охлаждения составит $91,8^\circ\text{C}$.

Температуру воды, входящей в приборы, подсчитываем с помощью приложения I. Падение температуры воды учитываем только в горячих стояках и подающих подводках с целью упрощения расчета. Теплоотдачу обратных подводок принимаем равной 50% от теплоотдачи горячих подводок, температуру воды в обратном стояке 70°C . Такое упрощение не скажется на результатах расчета.

При подсчете учитывается, что в помещения № 314, 214, 114 тепло-

Таблица 15

№ поме- щения	№ участка	д в дюймах	l в м	t _н	t _{опр}	t _н - t _{опр}	q _т	Q _т - q _т l	ρ в кг/ч	Δt	t _к	a	Q _н	Δt ₁
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
314	50	1/2	2,4	95	+18	77	60	144	260	0,6	94,4	0,5	72	—
	51'	1/2	0,6	94,4	+18	76,4	59	36	155	0,2	94,2	0,5	18	—
	Г. п	1/2	1,2	94,4	+18	76,4	59	72	53	1,4	93	1	72	—
	О. п	1/2	—	—	—	72 < 0,5	—	—	—	—	—	—	36	—
	Прибор	—	—	93	Q _{пр} = 1 480—198			1 282	53	24,2	68,8	—	198	62,9
313	Г. п	1/2	0,8	94,4	-18	76,4	59	47	53	0,9	93,5	1	47	—
	О. п	1/2	—	—	—	47 < 0,5	—	—	—	—	—	—	24	—
	Прибор	—	—	93,5	Q _{пр} = 1 145—71			1 074	53	20,3	73,2	—	71	65,3
214	51	1/2	2,4	94,2	+18	76,2	59	142	155	0,9	93,3	0,5	71	—
	52'	1/2	0,6	93,3	+18	75,3	58	35	92	0,4	92,9	0,5	18	—
	58	1/2	3	70	+18	52	40	120	105	—	—	0,5	60	—
	Г. п	1/2	1,2	93,3	+18	75,3	58	70	32	2,2	91,1	1	70	—
	О. п	1/2	—	70 < 0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	35	—
	Прибор	—	—	91,1	Q _{пр} = 876—254			622	32	19,4	71,7	—	—	—
213	Г. п	1/2	0,8	93,3	+18	75,3	58	46	52	1,5	91,8	1	46	—
	О. п	1/2	0,8	—	—	46 < 0,5	—	—	—	—	—	—	23	—
	Прибор	—	—	91,8	Q _{пр} = 694—69			625	32	19,5	72,3	—	69	64,1
114	52	1/2	2,4	92,9	18	74,9	58	139	92	1,5	91,4	0,5	70	—
	56	1/2	3	70	18	52	40	120	168	—	—	0,5	60	—
	Г. п	1/2	1,2	91,4	18	73,4	57	68	46	1,5	89,9	1	68	—
	О. п	1/2	—	—	—	—	68 < 0,5	—	—	—	—	—	34	—
	Прибор	—	—	89,9	Q _{пр} = 1 280—232			1 048	46	22,8	67,1	—	232	60,5
113	Г. п	1/2	0,8	91,4	+18	73,4	57	46	46	1	90,4	1	46	—
	О. п	1/2	0,8	—	—	46 < 0,5	—	—	—	—	—	—	23	—
	Прибор	—	—	90,4	Q _{пр} = 1 020—69			951	46	20,7	69,7	—	69	62

Примечание. Г. п. — горячая подвода; О. п. — обратная подвода.

отдача происходит за счет стояков и подводок, а в помещения № 313, 213 и 113 — только за счет подводок.

Данные подсчета сведены в табл. 15. Исходные данные, помещенные в графах 2, 3, 4 и 10, взяты из расчетной табл. 14. При заполнении графы 4 учитывается длина труб, находящихся в помещении, за вычетом толщины перекрытий.

Величины Δt , Δt_{np} и t_r определены по формулам:

$$\Delta t = \frac{Q_r}{G}; \quad \Delta t_{np} = \frac{Q_{np}}{G_{np}};$$

$$\Delta t_r = t_n - \frac{\Delta t_{np}}{2} - t_v,$$

где t_v — температура воды, входящей в прибор (графа 5).

Методика расчета теплоотдачи трубопроводов подробно изложена в примере 20, и поэтому здесь не приводится. При определении полной величины теплоотдачи Q_r и полезной Q , руководствуемся указаниями § 6. Окончательные расчетные тепловые нагрузки приборов получаем в результате вычитания величины Q_n (графа 14) из нагрузок этих приборов, взятых со схемы рис. 20.

Расчетные нагрузки и температурные перепады приборов помещены в графах 9 и 11. Расчет ведем по формуле (20) без поправочных коэффициентов, так как $\beta_1=1$, $\beta_2=1$ и $\beta_0=1$.

Число секций в приборах определяется по формуле (23). Ход расчета виден из табл. 16.

Графы 1, 2, 3 табл. 16 заполняем данными из табл. 15; $k_{экм}$ берем из приложения V.

Таблица 16

№ помещения	Q_{np} в ккал/ч	Δt_r в °C	$K_{экм}$ в ккал/м²·ч C	$F_{экм}$ в м²	$f_{экм}$ в м'	Коэффициент поправки на число секций	Число секций
1	2	3	4	5	6	7	8
314	1282	62,9	6,7	3,05	0,28	1,02	11
313	1074	63,3	6,8	2,38	0,28	1,02	9
214	622	63,4	6,7	1,46	0,28	0,95	5
213	625	64,1	6,7	1,46	0,28	0,95	5
114	1048	60,5	6,7	2,59	0,28	1,02	10
113	951	62	6,7	2,3	0,28	1,02	9
				13,24			

При подсчете поверхности нагрева приборов без учета полезной теплоотдачи труб мы получили бы перерасход приборов на 16,7%.

Пример 29. Произвести гидравлический расчет ветви двухтрубной системы отопления с нижней разводкой (рис. 22) для трехэтажного здания при высоте каждого этажа 3,3 м (от пола нижележащего до пола вышележащего).

Система отопления приключается к наружной тепловой сети с помощью элеватора. Разность давлений в горячей и обратной магистралях составляет 1,2 кг/см². Параметры теплоносителя наружной сети 130 и 70°, в системе отопления 70 и 95°C.

Решение. Схемы, изображенные на рис. 20 и 22, отличаются друг от друга только разводкой магистральных трубопроводов. Поэтому подбор элеватора и компенсатора, сделанный в примере 27, остается в силе и для нашего примера.

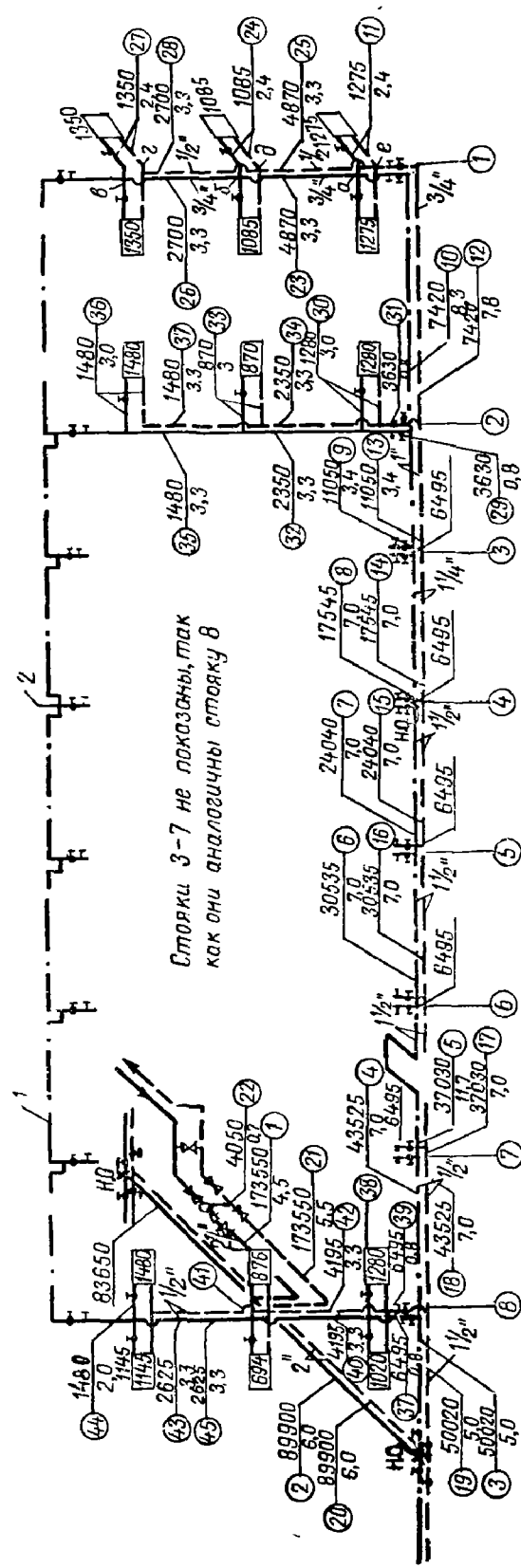


Рис. 22. Ветвь двухтрубной системы отопления с нижней разводкой
1 - сборная воздушная трубка от стояков $\{d = 1\frac{1}{2}''\}$ (проходящая под потолком III этажа); 2 - трубка к воздухоосборнику (в лестничную клетку)

А. Особенности расчета системы с нижней разводкой

1. Расчет больших циркуляционных колец производится через приборы I этажа. При расчете этих колец надо стараться полностью погасить давление, развиваемое насосом.

Естественное давление в кольцах приборов I этажа так же, как при верхней разводке, не учитывается, так как оно идет в запас.

2. Естественное давление участков стояка, обслуживающих приборы верхних этажей, в отличие от системы с верхней разводкой расходуется не только в обратных, но и в подающих стояках.

Гидравлический расчет главного циркуляционного кольца, проходящего через приборы I этажа стояка I, приведен в табл. 17. Коэффициенты местных сопротивлений определены так же, как и в примере 27.

Потери давления в главном циркуляционном кольце составляют $1032,12 \text{ кг/м}^2$. Добавив 10% на неучтенные сопротивления, получаем требуемое давление в системе, которое должен создавать элеватор. Это давление равно $1135,3 \text{ кг/м}^2$, или $1,14 \text{ м вод. ст.}$

Требуемый напор перед элеватором

$$H_э = 1,4(1 + a)^2 H = 1,4(1 + 1,4)^2 1,14 = 9,2 \text{ м вод. ст.},$$

где a — коэффициент подмешивания, величина которого взята из примера 27.

Избыточное давление $\Delta H = 12 - 9,2 = 2,8 \text{ м вод. ст.}$ необходимо погасить вентилем на вводе.

Переходим к расчету стояков. Возьмем для примера стояки I, 2 и 8.

Стояк I. II этаж. Располагаемое давление, развиваемое насосом для участков 23, 24 и 25, обслуживающих приборы II этажа, равно потерям давления в подводках у приборов I этажа (участок II), т. е. $6,36 \text{ кг/м}^2$. Кроме того, в участках 23, 24 и 25 действует дополнительное естественное давление, обусловленное разностью высот h приборов II и I этажей:

$$H_{\text{д.е.}} = h(\gamma_{70} - \gamma_{95}) = 3,3 \cdot 15,89 = 52,44 \text{ кг/м}^2.$$

Располагаемое давление

$$H_{p_2} = 0,5H_{\text{д.е.}} + (Rl + Z)_{II} = 0,5 \cdot 52,44 + 6,36 = 32,58 \text{ кг/м}^2.$$

Потери давления на участках 23, 24 и 25 составляют $29,65 \text{ кг/м}^2$. Невязка $\frac{32,58 - 29,65}{32,58} 100 = 9\%$.

III этаж. По аналогии с циркуляционным кольцом приборов II этажа располагаемое насосное давление равно $\Sigma(Rl + Z)_{III} = 6,36 \text{ кг/м}^2$.

Дополнительное естественное давление, обусловленное разностью высот приборов III и I этажей:

$$H_{\text{д.е.}} = 2h(\gamma_{70} - \gamma_{95}) = 6,6 \cdot 15,89 = 104,88 \text{ кг/м}^2.$$

Располагаемое давление H_p для циркуляционного кольца приборов III этажа

$$H_p = 0,5H_{\text{д.е.}} + \Sigma(Rl + Z)_{III} = 0,5 \cdot 104,88 + 6,36 = 58,8 \text{ кг/м}^2.$$

В кольцо $a-b-v-g-d-e$ приборов III этажа входят участки 23, 26, 27, 28, 25. Но в участках 23 и 25 потери давления уже подсчитаны,

следовательно, их нужно вычесть, чтобы получить величину располагаемого давления, тогда

$$H_{p_2} = 0,5 H_{д.с.} + \Sigma(Rl + z)_{II} - \Sigma(Rl + z)_{23,25} = \\ = 58,8 - 25,42 = 33,38 \text{ кг/м}^2.$$

Этот же результат можно получить иначе, а именно: к 50% дополнительного давления, обусловленного разностью расположения приборов III и II этажей по высоте, нужно прибавить неиспользованную часть напора в кольце приборов II этажа на участках 23 и 25, являющихся общими с кольцом приборов III этажа.

Тогда

$$H_p = 0,5 \cdot 52,44 + [32,58 - (12,71 + 12,71)] = 33,38 \text{ кг/м}^2,$$

где 32,58 — располагаемое давление в кольце приборов II этажа; (12,71 + 12,71) — потери давления на общих участках.

Потери давления на участках 26, 27 и 28

$$\Sigma(Rl + Z) = 30,53 \text{ кг/м}^2.$$

$$\text{Невязка } \frac{33,38 - 30,53}{33,38} \cdot 100 = 8,5\%.$$

Стойка 2. I этаж. Так как естественное давление для приборов I этажа не учитывается, то потери давления на участках 10, 11, 12 являются располагаемым давлением для участков 29, 30, 31 стойки 2.

$$H_{p_1} = \Sigma(Rl + Z)_{10,11,12} = 117,29 \text{ кг/м}^2.$$

II этаж. Располагаемый напор H_p равен 50% от естественного давления, обусловленного разностью высот приборов II и I этажей, плюс напор, развиваемый насосом, минус потери давления на участках 29, 31. Участки 29, 31 являются общими с кольцом приборов I этажа.

$$H_{p_2} = 0,5 H_{д.с.} + H_n - \Sigma(Rl + Z)_{29,31} = \\ = 0,5 \cdot 52,44 + 117,29 - 87,28 = 56,23 \text{ кг/м}^2.$$

III этаж. Располагаемый напор H_p равен 50% от естественного давления, обусловленного разностью высот приборов III и I этажей, плюс напор, развиваемый насосом, минус потери давления на участках 29, 31, 32, 34. Участки 29, 31, 32, 34 являются общими с кольцом, проходящим через приборы II этажа

$$H_{p_3} = 0,5 H_{д.с.} + H_n - \Sigma(Rl + Z)_{29,31,32,34} = \\ = 104,88 \cdot 0,5 + 117,29 - 110,66 = 59,07 \text{ кг/м}^2.$$

Наименьший запас давления в кольце приборов I этажа, равный 25,02 кг/м², создается за счет работы насоса и является общим для всех колец стойки 2. Если его погасить, прикрыв вентиль у основания подающего стояка, избыток давления снизится для колец, проходящих через приборы I этажа, до 0, через приборы II этажа — до 14,6%, III этажа — до 57%.

Неиспользованный напор в кольце III этажа необходимо погасить краном двойной регулировки у прибора.

Стойка 8. I этаж. Располагаемый напор без учета естественного давления равен сумме потерь давлений на участках 4—18, не являющихся общими с циркуляционным кольцом, проходящим через приборы I этажа I.

$$H_{p_1} = \Sigma(Rl + Z)_{4-18} = 424,08 \text{ кг/м}^2.$$

Приняв диаметры участков 37, 38, 39 равными $\frac{1}{2}$ ", получим потери давления $338,06 \text{ кг/м}^2$. Невязка составит $20,2\% < 25\%$.

II этаж. $H_{p2} = 0,5 H_{д.е2} + H_{II} - \Sigma(Rl + Z)_{37,39} = 0,5 \cdot 52,44 + 424,08 - 334,08 = 116,22 \text{ кг/м}^2$.

III этаж. $H_{p3} = 0,5 H_{д.е3} + H_{III} - \Sigma(Rl + Z)_{37,39,40,42} = 0,5 \cdot 104,88 + 424,08 - 416,1 = 60,42 \text{ кг/м}^2$, или иначе

$$H_{p3} = 0,5 H_{д.е2-3} + [H_{p2} - \Sigma(Rl + Z)_{40,42}] = 0,5 \cdot 52,44 + 116,22 - 82,02 = 60,42 \text{ кг/м}^2.$$

Как видно из табл. 17, общий избыток давления у всех приборов равен избытку давления у приборов III этажа, являющемуся минимальным. Если этот избыток, составляющий $18,70 \text{ кг/м}^2$, погасить вентилем на подающем стояке, запас давления снизится в малом кольце, проходящем через приборы I этажа, до $15,8\%$, II этажа — до $11,7\%$, а III этажа — до 0.

При большом избытке давления можно было бы у основания подающего стояка поставить дроссельную шайбу, но в данном случае это будет нецелесообразно. Действительно, диаметр шайбы при $\Delta H = 18,7 \text{ кг/м}^2$

$$d_{ш} = 2 \sqrt{\frac{G^2}{\Delta H}} = 2 \sqrt{\frac{260^2}{18,70}} = 15,4 \text{ мм.}$$

Проход в трубе сузится всего лишь на $15,75 - 15,4 = 0,35 \text{ мм}$.

Все данные расчета стояков 1, 2 и 8 сведены в табл. 17. Может показаться странным, почему при расчете колец приборов II и III этажей мы принимаем не 100, а 50% естественного давления, хотя циркуляция в них в отличие от систем с верхней разводкой происходит в основном за счет этого давления.

Если бы мы приняли 100% от H_e , то при высоких наружных температурах это давление стало бы ничтожным в сравнении с расчетным.

Подача воды в верхние этажи при высоких наружных температурах осуществлялась бы в основном за счет насоса. А так как напор, развиваемый насосом, остается постоянным в течение всего отопительного сезона, то количество воды, циркулирующей в стояках, значительно сократилось бы. Это легко подсчитать, пользуясь формулой $H = SG^2$.

Если же принять при расчете 50% от H_e , то колебания расходов воды в системе и стояках уменьшатся, что обеспечит большую гидравлическую устойчивость системы.

Пример 30. Пользуясь графиком Л. Ф. Офицера (§ 11), произвести гидравлический расчет ветви однотрубной системы отопления трехэтажного здания (рис. 23), питаемой от наружной тепловой сети через водоструйный элеватор. Напор, создаваемый элеватором, равен 1 м . Параметры воды в системе 95 и 70°C , в наружной сети — 130 и 70°C .

Подводка к приборам выполнена напрямую без уток.

Решение. Расчет ветви приведен в табл. 18. При расчете замыкающих участков коэффициенты местных сопротивлений тройников и крестовин взяты по данным б. ЦНИПС. Коэффициенты затекания приняты по графику (рис. 16).

Общие потери в системе с учетом 10% запаса составляют $799,96 \cdot 1,1 = 880 \text{ кг/м}^2$. Естественное давление определяем приближенно по формуле (31)

$$H_e = \alpha h(t_r - t_o) = 0,425 \cdot 8,5(95 - 70) = 90 \text{ кг/м}^2,$$

Таблица 17

№ участ- ка	Q в ккал/ч	G в кг/ч	l в м	d в дюймах	v в м/сек	R в кг/м ²				Σt	Z в кг/м ²				Rl+Z
						7	8	9	10		11	12			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12				
Кольцо через стояк I															
1	173 550	6 942	4,5	2 1/2	0,54	5,5	24,75	14,6	1	14,6	39,35				
2	89 900	3 596	6	2	0,45	5,3	31,8	10,1	6,3	63,63	95,43				
3	50 020	2 001	5	1 1/2	0,43	7	35	9,22	14,3	131,85	166,85				
4	43 525	1 741	7	1 1/2	0,38	5,2	36,4	7,2	1	7,2	43,6				
5	37 030	1 481	11,7	1 1/2	0,32	3,7	43,29	5,11	3	15,33	58,62				
6	30 535	1 222	7	1 1/2	0,27	2,7	18,9	3,63	1	3,63	22,53				
7	24 040	962	7	1 1/2	0,21	1,7	11,9	2,2	1	2,2	14,1				
8	17 545	702	7	1 1/4	0,2	1,8	12,6	2	1	2	14,6				
9	11 050	442	3,4	1	0,225	3,3	11,22	2,53	1	2,53	13,75				
10	7 420	298	8,3	1	0,15	1,6	13,28	1,12	14,7	16,46	29,74				
11	1 275	51	2,4	1 1/2	0,078	0,75	1,8	0,304	15	4,56	6,36				
12	7 420	298	7,8	3/4	0,24	5	39	2,87	14,7	42,19	81,19				
13	11 050	442	3,4	1	0,225	3,3	11,22	2,53	1	2,53	13,75				
14	17 345	702	7	1 1/4	0,2	1,8	12,6	2	1	2	14,6				
15	24 040	962	7	1 1/2	0,21	1,7	11,9	2,2	1	2,2	14,1				
16	30 535	1 222	7	1 1/2	0,27	2,7	18,9	3,63	1	3,63	22,53				
17	37 030	1 481	7	1 1/2	0,32	3,7	25,9	5,11	1	5,11	31,01				
18	43 525	1 741	7	1 1/2	0,38	5,2	36,4	7,2	1	7,2	43,6				
19	50 020	2 001	5	1 1/2	0,43	7	35	9,22	13	119,86	154,86				
20	89 900	3 596	6	2	0,45	5,3	31,8	10,1	5	50,5	82,3				
21	173 550	6 942	5,5	2 1/2	0,54	5,5	30,25	14,6	1	14,6	44,85				
22	Перемычка	4 050	0,7	2	0,51	7	4,9	13	1,5	19,5	24,4				
Стояк I															
II этаж. H _p =32,58 кг/м ²															
23	4 870	195	3,3	3/4	0,16	2,3	7,59	1,28	4	5,12	12,71				
24	1 085	43	2,4	1/2	0,065	0,45	1,08	0,21	15	3,15	4,23				
25	4 870	195	3,3	3/4	0,16	2,3	7,59	1,28	4	5,12	12,71				

Невязка 9%.

III этаж. $H_p=33,38 \text{ кг/м}^2$

82	2700	108	3,3	3/4	0,089	0,8	2,64	0,392	4	1,57	4,21
27	1350	54	2,4	1/2	0,081	0,85	2,04	0,328	20,3	6,66	8,7
26	2700	108	3,3	1/2	0,16	3,4	11,22	1,28	5	6,4	17,62
			9	—	—	—	15,9	—	—	14,63	30,53

Невязка 8,5%.

Стойка 2.
I этаж. $H_p=117,29 \text{ кг/м}^2$

29	3630	145	0,8	1/2	0,2	5,3	4,24	2	19,7	39,4	43,64
30	1280	51	3	1/2	0,078	0,75	2,25	0,304	9	2,74	4,99
31	3630	145	0,8	1/2	0,2	5,3	4,24	2	19,7	39,4	43,64
			4,6	—	—	—	10,73	—	—	81,54	92,27

Невязка 21,3% < 25%.

II этаж. $H_p=56,23 \text{ кг/м}^2$

32	2350	94	3,3	1/2	0,14	2,8	9,24	0,98	1	0,98	10,22
33	870	35	3	1/2	0,051	0,25	0,75	0,135	9	1,22	1,97
34	2350	94	3,3	1/2	0,14	2,8	9,24	0,98	4	3,92	13,16
			9,6	—	—	—	19,23	—	—	6,12	25,35

Избывток напора 30,88 кг/м².III этаж. $H_p=59,07 \text{ кг/м}^2$

35, 36, 37	1480	60	9,6	1/2	0,09	1,2	11,52	0,4	14	5,6	17,12
------------	------	----	-----	-----	------	-----	-------	-----	----	-----	-------

Избыток напора 41,95 кГ/м².

Стойк 8.

I этаж. $H_p=424,08$ кГ/м²

37	6 495	260	0,8	$\frac{1}{2}$	0,38	18	14,4	7,2	22,7	163,44	177,84
38	(1020+1280) $\times 0,5=1150$	46	2	$\frac{1}{2}$	0,07	0,55	1,1	0,24	12	2,88	3,98
39	6 495	260	0,8	$\frac{1}{2}$	0,38	18	14,4	7,2	19,7	141,84	156,24
							29,9	—	—	308,16	338,06

Невязка 20,2% < 25%.

II этаж. $H_p=116,22$ кГ/м²

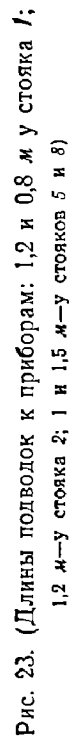
40	4 195	168	3,3	$\frac{1}{2}$	0,25	7,7	25,41	3,12	5	15,6	41,01
41	(694+876) $\times 0,5=785$	32	2	$\frac{1}{2}$	0,047	0,22	0,44	0,115	12	1,38	1,82
42	4 195	168	3,3	$\frac{1}{2}$	0,25	7,7	25,41	3,12	5	15,6	41,01
							51,26	—	—	32,58	83,84

Невязка 27,8% > 25%.

III этаж. $H_p=60,42$ кГ/м²

43	2 625	105	3,3	$\frac{1}{2}$	0,16	3,3	10,89	1,28	5	6,4	17,29
44	(1145+1480) $\times 0,5=1312,5$	53	2	$\frac{1}{2}$	0,08	0,8	1,6	0,32	17,3	5,54	7,14
45	2 625	105	3,3	$\frac{1}{2}$	0,16	3,3	10,89	1,28	5	6,4	17,29
							23,38	—	—	18,34	41,72

Невязка 31% > 25%



где h — в данном случае расстояние от горизонтальной оси верхнего прибора до элеватора.

Так как система отопления насосная, учитываемое естественное давление

$$H_e = 90 \cdot 0,5 = 45 \text{ кг/м}^2.$$

Требуемое давление на вводе с учетом H_e

$$H = 880 - 45 = 835 \text{ кг/м}^2.$$

Расход воды в перемычке

$$G = \frac{193\,550}{95-70} - \frac{193\,550}{130-70} \approx 4510 \text{ кг/ч.}$$

Подбор элеватора и компенсатора показан в примере 27, поэтому здесь его не приводим. Располагаемые напоры для стояков 2, 5 и 8 приняты равными сумме потерь давления на участках главного циркуляционного кольца, не являющихся общими с кольцами этих стояков. Условимся обозначать тепловые нагрузки, коэффициенты затекания и расходы воды для правого и левого приборов и замыкающего участка соответственно через Q_p , Q_l , α_p , α_l , α_z , G_p , G_l и G_z . Будем считать приборы левый и правый по отношению к стояку, если смотреть на него из помещения.

Стояк 1.

$$Q_{ст} = 7420 \text{ ккал/ч}; \quad G_{ст} = \frac{7420}{25} = 297 \text{ кг/ч.}$$

Так как подводки к приборам не типовые, нужно подсчитать поправку к коэффициентам затекания. Диаметры подводов $\frac{3}{4}$ ".

По формуле (39) поправка для типовой подводки $d = \frac{3}{4}$ "

$$K = 0,5 \left(\sqrt{\frac{\Sigma_{пр}}{\Sigma'_{пр}}} + 1 \right); \quad \Sigma'_{пр} = 12.$$

Для правого прибора

$$\Sigma'_{пр} = 1,6 \cdot 2 + 2 + 2 = 7,2,$$

где 1,6 — суммарная длина подводов;

2; 2; 2 — коэффициенты местного сопротивления: $\zeta_{экр}$ трубы $d = \frac{3}{4}$ ",
края и прибора;

$$K = 1,146.$$

Для левого прибора

$$\Sigma'_{пр} = 2,4 \cdot 2 + 1,5 \cdot 2 + 2 + 2 = 11,8,$$

где 2,4 — суммарная длина подводов;

2; 2; 2 — значения те же, что и для правого прибора;

1,5 — коэффициент местного сопротивления отводов; $K = 1$.

Итого:

$$Q_p = Q_l = 1\,350 \text{ ккал/ч. Принимаем верхний и нижний узлы диаметром } 1 \times \frac{3}{4} \times \frac{3}{4} \text{".}$$

Из графика (рис. 16) $\alpha = 0,245$.

$$\alpha'_p = 0,245 \cdot 1,146 = 0,281; \quad \alpha_z = 0,245;$$

$$\alpha_l = 1 - (0,245 + 0,281) = 0,474.$$

Расход воды:

$$\begin{aligned} &\text{в правом приборе} && G_{\text{п}} = 0,281 \cdot 297 = 84 \text{ кг/ч} \\ &\text{» левом} && G_{\text{л}} = 0,245 \cdot 297 = 73 \text{ »} \\ &\text{» замыкающем участке} && G_{\text{з}} = 297 - (84 + 73) = 140 \text{ »} \end{aligned}$$

И т а ж:

$Q_{\text{п}} = Q_{\text{л}} = 1085 \text{ ккал/ч}$. Верхний узел $1 \times 3/4 \times 3/4''$, нижний $3/4 \times 3/4 \times 3/4''$. По верхнему узлу $\alpha = 0,24$. Но так как нижний узел отличается от верхнего диаметрами, к коэффициенту затекания вводим поправку K_1 , которую берем из табл. 12. По интерполяции $K_1 = 0,87$ (при $v < 0,2 \text{ м/сек}$).

Тогда с поправками

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{п}}' &= 0,24 \cdot 1,146 \cdot 0,87 = 0,239; \\ \alpha_{\text{л}}' &= 0,24 \cdot 0,87 = 0,208; \\ \alpha_{\text{з}} &= 1 - (0,239 + 0,208) = 0,553. \end{aligned}$$

Расход воды: $G_{\text{п}} = 71 \text{ кг/ч}$; $G_{\text{л}} = 62 \text{ кг/ч}$; $G_{\text{з}} = 164 \text{ кг/ч}$.

И т а ж:

$$\begin{aligned} Q_{\text{п}} = Q_{\text{л}} &= 1275 \text{ ккал/ч}. \text{ Верхний и нижний узлы } 3/4 \times 1/2 \times 3/4''; \alpha_1 = 0,295; \\ \alpha_{\text{п}}' &= 0,295 \cdot 1,146 = 0,338; \alpha_{\text{з}} = 0,367. \end{aligned}$$

Расход воды: $G_{\text{п}} = 87 \text{ кг/ч}$; $G_{\text{л}} = 100 \text{ кг/ч}$; $G_{\text{з}} = 110 \text{ кг/ч}$.

С т о я к 2.

$Q_{\text{ст}} = 3630 \text{ ккал/ч}$; $C_{\text{ст}} = \frac{3630}{25} = 145 \text{ кг/ч}$. Принимаем все узлы стояка равными $1/2 \times 1/2 \times 1/2''$. Общая длина подводок к прибору 2,4 м, диаметр $1/2''$.

Местные сопротивления: кран и прибор $\Sigma_{\text{пр}} = 2,4 \cdot 3 + 4 + 2 = 13,2$.

Разница между $\Sigma_{\text{пр}}^*$ и $\Sigma_{\text{пр}}^{\text{н}}$ мала, поэтому поправку не учитываем.

И т а ж:

$$\begin{aligned} Q_{\text{л}} &= 1480 \text{ ккал/ч}; \alpha_{\text{з}} = 0,305; \\ G_{\text{л}} &= 145 \cdot 0,305 = 44; C_{\text{з}} = 101 \text{ кг/ч}. \end{aligned}$$

И т а ж:

$$\begin{aligned} Q_{\text{п}} &= 870 \text{ ккал/ч}; \alpha_1 = 0,288; \\ G_{\text{п}} &= 145 \cdot 0,288 = 42; C_{\text{з}} = 103 \text{ кг/ч}. \end{aligned}$$

И т а ж:

$$\begin{aligned} Q_{\text{л}} &= 1280 \text{ ккал/ч}; \alpha_1 = 0,3; \\ G_{\text{л}} &= 145 \cdot 0,3 = 44; G_{\text{з}} = 101 \text{ кг/ч}. \end{aligned}$$

С т о я к 5.

$$Q_{\text{ст}} = 495 \text{ ккал/ч}; G_{\text{ст}} = 260 \text{ кг/ч}.$$

И т а ж:

$$Q_{\text{п}} = 1145 \text{ ккал/ч}; Q_{\text{л}} = 1480 \text{ ккал/ч}.$$

Верхний и нижний узлы $3/4 \times 1/2 \times 3/4''$. Суммарные длины подводок к правому прибору 3 м, к левому — 2 м.

С т о я к 2. $H_p = 160,87 \text{ кг/м}^2$

27,29, 31,33 28,30, 32	3 630	145	10,7	$\frac{1}{2}$	0,21	6	64,2	2,2	39,4	87,47	151,67
	—	101	0,5×3	$\frac{1}{2}$	0,15	3	4,5	1,12	3,03×3	10,18	14,68
							68,7	—	—	97,65	166,35

Невязка 3,4%

С т о я к 5. $H_p = 245,77 \text{ кг/м}^2$

34	6 405	260	4,3	$\frac{3}{4}$	0,2	3,8	16,34	2	13,7	27,4	43,74
35	—	87	0,5	$\frac{1}{2}$	0,13	2,4	1,2	0,85	14,26	12,12	13,32
36	6 405	260	2,8	$\frac{3}{4}$	0,2	3,8	10,64	—	—	—	10,64
37	—	94	0,5	$\frac{1}{2}$	0,14	2,7	1,35	0,98	12,4	12,15	13,5
38	6 405	260	2,8	$\frac{3}{4}$	0,2	3,8	10,64	—	—	—	10,64
39	—	98	0,5	$\frac{1}{2}$	0,145	2,9	1,45	1,05	10,53	11,06	12,51
40	6 405	260	0,8	$\frac{1}{2}$	0,37	18	14,4	6,82	19,7	134,35	148,75
							56,02	—	—	197,08	253,1

Невязка 3%.

С т о я к 8. $H_p = 339,37 \text{ кг/м}^2$

41	6 405	260	4,3	$\frac{3}{4}$	0,2	3,8	16,34	2	13,7	27,4	43,74
42	—	97	0,5	$\frac{1}{2}$	0,145	2,8	1,4	1,05	11,46	12,03	13,43
43	6 405	260	2,8	$\frac{1}{2}$	0,37	18	50,4	—	—	—	50,4
44	—	167	0,5	$\frac{1}{2}$	0,245	7,5	3,75	2,99	3,46	10,35	14,1
45	6 405	260	2,8	$\frac{1}{2}$	0,37	18	50,4	—	—	—	50,4
46	—	167	0,5	$\frac{1}{2}$	0,245	7,5	3,75	2,99	3,46	10,35	14,1
47	6 405	260	0,8	$\frac{1}{2}$	0,37	18	14,4	6,82	19,7	134,35	148,75
							140,44	—	—	194,48	334,92

Невязка 1,3%

Подводки не типовые, поэтому необходимо проверить, требуется ли вводить поправочный множитель к коэффициенту α .

Правый прибор $\Sigma'_{\text{пр}} = 3 \cdot 2 + 2 + 2 = 10$; $K_{\text{п}} = 1,05$.

Левый прибор $\Sigma'_{\text{л}} = 2 \cdot 2 + 2 + 2 = 8$; $K_{\text{л}} = 1,115$.

$$\alpha_{\text{п}} = 0,303; \alpha_{\text{л}} = 0,31;$$

$$\alpha'_{\text{п}} = 0,303 \cdot 1,05 = 0,318; \alpha'_{\text{л}} = 0,31 \cdot 1,115 = 0,345;$$

$$G_{\text{п}} = 260 \cdot 0,318 = 83; G_{\text{л}} = 260 \cdot 0,345 = 90,$$

$$G_{\text{з}} = 87 \text{ кг/ч.}$$

II этаж:

$$Q_{\text{п}} = 694, Q_{\text{л}} = 876 \text{ ккал/ч.}$$

Верхний и нижний узлы $3/4 \times 1/2 \times 3/4''$;

$$\alpha_{\text{п}} = 0,292; \alpha_{\text{л}} = 0,298;$$

$$\alpha'_{\text{п}} = 0,292 \cdot 1,05 = 0,306; \alpha'_{\text{л}} = 0,298 \cdot 1,115 = 0,333;$$

$$G_{\text{п}} = 260 \cdot 0,306 = 79; G_{\text{л}} = 260 \cdot 0,333 = 87;$$

$$G_{\text{з}} = 94 \text{ кг/ч.}$$

I этаж.

$$Q_{\text{п}} = 1020; Q_{\text{л}} = 1280 \text{ ккал/ч.}$$

Верхний узел $3/4 \times 1/2 \times 3/4''$. Нижний — $1/2 \times 1/2 \times 3/4''$. $\alpha_{\text{п}} = 0,3$; $\alpha_{\text{л}} = 0,305$.

Так как диаметры узлов различные, по табл. 12 вводим к коэффициентам затекания поправочный множитель $K_1 = 0,95$, тогда:

$$\alpha'_{\text{п}} = 0,3 \cdot 1,05 \cdot 0,95 = 0,3; \alpha'_{\text{л}} = 0,305 \cdot 1,115 \cdot 0,95 =$$

$$= 0,323; G_{\text{п}} = 260 \cdot 0,3 = 78; G_{\text{л}} = 260 \cdot 0,323 = 84;$$

$$G_{\text{з}} = 98 \text{ кг/ч.}$$

Стойка 8.

$$Q_{\text{ст}} = 6195 \text{ ккал/ч; } G_{\text{ст}} = 260 \text{ кг/ч.}$$

III этаж:

$Q_{\text{п}} = 1145$; $Q_{\text{л}} = 1480 \text{ ккал/ч.}$ Верхний узел $3/4 \times 1/2 \times 3/4''$, нижний — $1/2 \times 1/2 \times 3/4''$. Поправочный множитель K тот же, что для стойка 5.

$$K_1 = 0,95; \alpha_{\text{п}} = 0,303; \alpha_{\text{л}} = 0,31;$$

$$\alpha'_{\text{п}} = 0,303 \cdot 1,05 \cdot 0,95 = 0,302;$$

$$\alpha'_{\text{л}} = 0,31 \cdot 1,115 \cdot 0,95 = 0,328;$$

$$G_{\text{п}} = 260 \cdot 0,302 = 78; G_{\text{л}} = 260 \cdot 0,328 = 85;$$

$$G_{\text{з}} = 97 \text{ кг/ч.}$$

II этаж.

$Q_{\text{п}} = 694$, $Q_{\text{л}} = 876 \text{ ккал/ч.}$ Верхний и нижний узлы $1/2 \times 1/2 \times 1/2''$. Для подводок $d = 1/2''$:

$$K_{\text{п}} = 1,04; K_{\text{л}} = 1,1;$$

$$\alpha'_{\text{п}} = 0,165 \cdot 1,04 = 0,172;$$

$$\alpha'_{\text{л}} = 0,167 \cdot 1,1 = 0,184;$$

$$G_{\text{п}} = 260 \cdot 0,172 = 45; G_{\text{л}} = 260 \cdot 0,184 = 48;$$

$$G_{\text{з}} = 167 \text{ кг/ч.}$$

1 этаж:

$Q_0 = 1020$; $Q_1 = 1280$ ккал/ч. Верхний и нижний узлы $1/2 \times 1/2 \times 1/2''$.

$$\alpha'_n = 0,167 \cdot 1,04 = 0,174;$$

$$\alpha'_1 = 0,168 \cdot 1,1 = 0,185;$$

$$G_{\text{л}} = 45; G_{\text{п}} = 48; G_{\text{з}} = 167 \text{ кг/ч.}$$

Пример 31. Определить поверхность нагрева приборов стояка 5 (рис. 23). Исходные данные взять из примера 30. Температура помещений $t_{\text{в}} = 18$, $t_{\text{н}} = -25^\circ\text{C}$. Отопительные приборы приняты типа М-140 с эквивалентной поверхностью нагрева одной секции $f_{\text{экв}} = 0,31 \text{ м}^2$ и установлены в чашах глубиной 130 мм. Кровля здания шиферная.

Решение. Температура воздуха на чердаке

$$t_{\text{ч}} = 0,9[25 - (+18)] + 18 \approx -20^\circ\text{C},$$

где 0,9 — поправочный коэффициент для шиферной кровли к расчетной разности температур.

Разность температур теплоносителя и воздуха на чердаке

$$t_1 - t_{\text{ч}} = 95 - (-20) = 115 \text{ C. К. п. д. изоляции } \eta = 0,7.$$

Определяем теплопотери труб на чердаке, пользуясь приложением I и табл. 18. Данные расчета сведены в табл. 19.

Таблица 19

Участок	д в цоко- лах	м	t_1	$q_{\text{т. в}}$ ккал/ч	η	$Q_{\text{т. в}}$ ($q_{\text{т. в}} \cdot \eta$)	G в кг/ч	Δt в $^\circ\text{C}$
1			1	5			8	9
2	2		115	240	0,3	396	3996	0,1
3	2		115	240	0,3	360	2001	0,2
4	2		115	240	0,3	504	1741	0,3
5	2	11,7	115	240	0,3	843	1181	0,6
6	1 1/2	7	115	201	0,3	426	1222	0,3
34	3/4	1,7	115	111	0,3	57	260	0,2
								1,7

Температура воды в стояке при входе его в помещение III этажа составляет $95 - 1,7 = 93,3^\circ\text{C}$.

Графы 2, 3, 4 табл. 20 заполняем данными, взятыми из табл. 18 и рис. 23. При заполнении графы 4 учитываем только ту часть подводов и стояков, которая находится в данном помещении.

Расход воды на участках (графа 10) берем из текста примера 30, соблюдая при этом условие, что к помещениям № 308—108 относятся правые подводки, а к помещениям № 307—107 — левые. Точный подсчет теплоотдачи труб ведем по формуле (24). Чтобы определить тепловые нагрузки $Q_{\text{пр}}$ и температурные перепады приборов $\Delta t_{\text{пр}}$ (графа 11), теплоотдачу обратных подводов учитываем предварительно в размере 60% от теплоотдачи горячих подводов.

За начальные температуры $t_{\text{н}}$ этажестояков, расположенных в I и II этажах, принимаем температуры смеси воды в начале этих стояков по формуле

$$t_{\text{н}} = \frac{G_{\text{з}} t_{\text{к}} + G_{\text{л.о.п}} t_{\text{к.л.о.п}} + G_{\text{п.о.п}} t_{\text{к.п.о.п}}}{G_{\text{ст}}}$$

где $G_{\text{з}}$, $G_{\text{л.о.п}}$ и $G_{\text{п.о.п}}$ — расходы воды в замыкающем участке, левой и правой обратных подводках, в кг/ч;

Таблица 20

№ поме- щения	№ уча- стка	d в дюй- мах	l в м	t _н			t _{окр} в °C			q _т	Q _т = q _т l	G в кг/ч	Δ t	t _к	α	Q _п	Δ t _г
				4	5	6	7	8	9								
307	34	3/4	2,5	93,3	18	75,3	74	185	260	0,7	92,6	0,5	92	—		14	15
	35	1/2	0,5	92,6	18	74,6	58	29	87	0,3	92,3	0,5	15	—			—
	Г. п.	3/4	1,1	92,6	18	75	73	80	90	0,9	91,7	1	80	—			—
	О. п.	3/4	—	—	—	—	—	—	80·0,6	—	—	—	48	—			—
	Прибор	—	—	91,7	Q _{пр} = 1480—235=1245			90	13,8	77,9	—	—	235	66,8			
Точное значение теплоотдачи и температура обратной подводки																	
308	О. п.	3/4	1,1	77,9	18	59,9	58	64	90	0,7	77,2	0,75	48	—			—
	Г. п.	3/4	1,3	92,6	18	74,6	73	95	83	1,1	91,5	1	95	—			—
	О. п.	3/4	—	—	—	—	—	—	95·0,6	—	—	—	57	—			—
	Прибор	—	—	91,5	Q _{пр} 1145—152=993			83	12	79,5	—	—	152	67,6			
	О. п.	3/4	1,3	79,5	18	61,5	60	78	83	0,9	78,6	0,75	58	—			—
Точное значение теплоотдачи и температура обратной подводки																	
207	36	3/4	2,5	82,7	18	64,7	63	158	260	0,6	82,1	0,5	79	—			59,5
	37	1/2	0,5	82,1	18	64,1	51	25	94	0,3	81,8	0,5	12	—			—
	Г. п.	3/4	1,1	82,1	18	64,1	62	68	87	0,8	81,3	1	68	—			—
	О. п.	3/4	—	—	—	—	—	—	68×0,6	—	—	—	41	—			—
	Прибор	—	—	81,3	Q _{пр} = 876—200=676			87	7,7	73,6	—	—	200	59,5			

Точное значение теплоотдачи и температура обратной подводки												
О. п.	3/4	1,1	73,6	18	55,6	55	60	87	0,7	72,9	0,75	45
Г. п.	3/4	1,3	82,1	18	64,1	62	81	79	1	81,1	1	81
О. п.	3/4	—	—	—	—	—	—	81×0,6	—	—	—	49
Прибор	—	—	81,1	Q _{пр} = 694 — 130 = 564			—	79	7,1	74	—	130
Точное значение теплоотдачи и температура обратной подводки												
О. п.	3/4	1,3	74	18	56	55	71	79	0,9	73,1	0,75	53

$$t_{см\ 38} = \frac{94 \cdot 81,8 + 87 \cdot 72,9 + 70 \cdot 73,1}{260} = 76,2$$

107	38	2,5	76,2	18	58,2	57	142	260	0,6	75,6	0,5	71
	39	0,5	75,6	18	57,6	45	22	98	0,2	73,4	0,5	11
	Г. п.	3/4	1,1	75,6	57,6	56	62	84	0,8	74,8	1	62
	О. п.	3/4	—	—	—	—	—	62×0,6	—	—	—	37
	Прибор	—	—	74,8	$Q_{пр} = 1280 - 181 = 1099$			84	13,1	61,7	—	181

Точное значение теплоотдачи и температура обратной подводки

О. п.	3/4	1,1	61,7	18	43,7	43	47	84	0,5	61,2	0,75	36
108	Г. п.	3/4	1,3	75,6	18	57,6	56	73	0,9	74,7	1	73
	О. п.	3/4	—	—	—	—	—	73×0,6	—	—	—	44
	Прибор	—	—	74,7	$Q_{пр} = 1020 - 117 = 903$			78	11,6	63,1	—	117

Точное значение теплоотдачи и температура обратной подводки

О. п.	3/4	1,3	63,1	18	45,1	45	58	78	0,7	62,4	0,75	44
-------	-----	-----	------	----	------	----	----	----	-----	------	------	----

$t_{\text{к.л.о.п.}}$, $t_{\text{к.п.о.п.}}$ — температуры воды в конце замыкающего участка, левой и правой обратных подводках.

Если определять $t_{\text{см}}$ без учета теплоотдачи труб в помещение, то получили бы следующие результаты:

$$t_{\text{см } 36} = 93,3 - \frac{1180}{260} \cdot 11,4 = 83,3 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{см } 38} = 83,3 - \frac{876}{260} \cdot 6,94 = 77,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Разница по сравнению с расчетом по формуле для определения $t_{\text{с}}$ получается в сторону увеличения $t_{\text{с}}$ на II этаже на $0,6^\circ\text{C}$, на I этаже на $1,1^\circ\text{C}$.

Следовательно, на каждом этаже эта разница возрастает примерно на $0,5^\circ\text{C}$. Поэтому для многоэтажных зданий правильнее подсчитывать $t_{\text{см}}$ по формуле (1), так как при упрощенном подсчете получим заниженные поверхности нагрева приборов на нижних этажах.

Поверхность нагрева приборов подсчитываем по формулам § 6 и результаты сводим в табл. 21.

Данные, помещенные в графах 1—3,6, принимаем из табл. 20.

Для определения $G_{\text{отп}}$ поверхность нагрева сначала подсчитываем без учета поправочных коэффициентов (графа 5).

$$G_{\text{отп}} = \frac{G_{\text{ф}}}{F_{\text{э.к.пр.ст.в}} \cdot 17,4}$$

По $G_{\text{отп}}$ находим β_0 (см. приложение VI)

При подсчете поверхности нагрева без учета полезной теплоотдачи труб ($Q_{\text{н}}$) в помещение перерасход приборов составил бы 12,7%.

Таблица 21

№ помещения	$Q_{\text{пр}}$ в ккал/ч	$\Delta t_{\text{п}}$	$q_{\text{э.к.м}}$	$F_{\text{э.к.м}}$ (предварительная)	$G_{\text{ф}}$	$G_{\text{отп}}$	Поправочные коэффициенты		$F_{\text{э.к.м}}$ (окончательная)	Число секций
							на расход воды β_0	на число секций β		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
307	1245	66,8	457	2,72	90	2	1,02	1,02	2,72	9
308	993	67,6	465	2,14	83	2,3	1,02	1	2,1	7
207	676	59,5	395	1,71	87	3	1,03	1	1,66	6
208	564	59,6	395	1,43	79	3,2	1,03	0,95	1,32	5
107	1099	50,3	319	3,57	84	1,4	1,01	1,02	3,61	12
108	903	50,9	316	2,91	78	1,8	1,02	1,02	2,91	10

Изложенный в табл. 20 расчет полезной теплоотдачи труб в помещения трудоемок. Ввиду того что диаметры стояка и подводок на всех этажах одинаковы, этот расчет с допустимой в практике погрешностью можно упростить, ограничившись подсчетом теплопотерь трубами только для верхнего этажа, и эти теплопотери принять для помещений остальных этажей. Например, для помещения № 207:

$$Q_{\text{пр}} = 876 - 235 = 641 \text{ ккал/ч};$$

$$\Delta t = 0,7 + 0,9 = 1,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура воды, входящей в прибор помещения № 207,

$$t_n = 83,1 - 1,6 = 81,5^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_{\text{пр}} = \frac{641}{87} = 7,5^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_r = 81,5 - \frac{7,5}{2} - 18 = 59,7^\circ\text{C}.$$

В этих подсчетах цифры 235; 07; 09 и 83.1 взяты из табл. 20 (помещения № 307 и 308 верхнего этажа).

Пример 32. Однотрубная система отопления запроектирована с попутным движением воды и состоит из двух почти одинаковых по длине и нагрузкам ветвей (рис. 24 — см. вклейку между стр. 64 и 65). Здание без подвала. Произвести гидравлический расчет правой ветви.

Питание системы производится от наружной тепловой сети через водоструйный элеватор. Параметры теплоносителя системы отопления $t_r = 95$, $t_o = 70^\circ\text{C}$. Располагаемое давление на вводе 1 м. вод. ст. Коэффициент подмешивания 1,4.

Решение. Чтобы не загружать чертежа, на схеме полностью показана только часть стояков правой ветви. Стояки 2, 28, 30, 31, 33, 34 и 35 с односторонним присоединением приборов, остальные — с двусторонним. Диаметры стояков, аналогичных по схемам подводов к приборам, длинам участков и тепловым нагрузкам, принимаются одинаковыми. Таковы, например, стояки 3, 4, 5, 6, 7 или 28, 31; поэтому и потери давления в этих стояках одинаковы.

Так как здание без подвала, в лестничных клетках (стояки 28, 31, 34) на обратной магистрали сделаны обводы входных площадок (чтобы избежать заглубления подпольного канала или устройства дюкеров под входными площадками).

Коэффициенты местных сопротивлений крестовин на проходе, тройников на проходе при $\frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{ств}}} = 1$, а также тройников на противотоке взяты по данным б. ЦНИПС.

Гидравлический расчет стояков ведется попутно с расчетом магистральных участков.

Коэффициенты затекания для стояков принимаются по графику (рис. 16) и определяются по средней тепловой нагрузке на приборы или по графику (рис. 10), составленному в зависимости от скоростей воды в стояке. Неточность в подборе коэффициентов затекания мало сказывается на потерях давления в замыкающих участках.

Располагаемый напор для любого стояка равен разности давлений в обратной и подающей магистралях в точках примыкания к ним этого стояка. Определив потери давления в общих участках 1 и 2, переходим к расчету стояка 8. Затем подсчитываем потери давления на участке 3 подающей магистрали.

После этого переходим к расчету стояка 7 и следующих за ним магистральных участков. Ход расчета виден из табл. 22, в которой приведены 21 магистральный участок и 11 стояков. Расчет остальных участков и стояков не показан, так как он ничего нового не дает, но на схеме нанесены диаметры этих участков.

Чтобы не выйти из допустимого предела невязок (15%), магистральные участки 31' и 10' пришлось сделать составными по диаметрам. Потери давления в ветви составляют 879 кг/м².

Принимая запас давления 10%, получим требуемый напор у элеватора. Он равен $879 \cdot 1,1 = 967 \text{ кг/м}^2$.

Таблица 22

№ участка	Q в ккал/ч	G в кг/ч	l в м	d в дюйм-мах	v в м/сек	R	Rl	h_v	Σ	Z	$Rl + Z$
						в кг/м ²				в кг/м ²	
1	193 550	7 742	15	2 1/2	0,59	6,7	100,5	17,4	1,5	26,1	126,6
2	98 520	3 941	5	2 1/2	0,31	1,8	9	4,79	6,8	32,6	41,6

Стойка 8

29, 31, 33, 31'	6 495	260	12,7	3/4	0,21	4	50,8	2,2	27,4	60,28	111,08
30, 32, 34	—	104	1,5	1/2	0,15	3,02	4,53	1,12	25,98	29,1	33,63
31''	6 495	260	5	1	0,13	1,2	6	0,85	1	0,85	6,85
											151,56

Магистраль

3	92 025	3 681	7	2 1/2	0,28	1,5	10,5	3,91	1	3,91	14,41
---	--------	-------	---	-------	------	-----	------	------	---	------	-------

Стойка 7. $H_p = 151,56 - 14,41 = 137,15$ кг/м²

35, 37, 39, 41	6 495	260	10,7	3/4	0,21	4	42,8	2,2	27,4	60,28	103,08
36, 38, 40	—	107	1,5	1/2	0,15	3,02	4,53	1,12	25,98	29,1	33,63
											136,71

Невязка $\frac{137,15 - 136,71}{137,15} 100 = 0,3\%$

Магистраль

4	85 530	3 421	9,5	2 1/2	0,27	1,4	13,3	3,63	3	19,89	33,19
4'	12 990	520	7	1	0,26	4,2	29,4	3,37	1	3,37	32,77

Стойка 6. $H_p = 137,15 + 32,77 - 33,19 = 136,73$ кг/м²

Потери давления в стойке 6 те же, что в стойке 7

Невязка 0%

Магистраль

5	79 035	3 161	7	2 1/2	0,245	1,15	8,05	3	1	3	11,05
5'	19 485	779	7	1 1/4	0,225	2,3	16,1	2,46	1	2,46	18,56

Стойка 5. $H_p = 136,73 + 18,56 - 11,05 = 144,24$ кг/м²

Потери давления в стойке 5 те же, что в стойке 7

Невязка $\frac{144,24 - 136,71}{144,24} 100 = 5,2\%$

Магистраль

6	72 540	2 902	7	2	0,37	3,5	24,5	6,82	1	6,82	31,32
6'	25 980	1 039	7	1 1/4	0,3	3,9	27,3	4,49	1	4,49	31,79

Стойка 4. $H_p = 144,24 + 31,79 - 31,32 = 144,71$ кг/м²

№ участка	Q в ккал/ч	G в кг/ч	l в м	d в дюйм- мм	v в м/сек	R	Rl	h_v	$\Sigma \zeta$	Z	$Rl + Z$
						в кг/м ²				в кг/м ²	

Потери давления те же, что в стояке 7

Невязка 5,2%

Магистраль

7	66 045	2 642	7	2	0,34	2,8	19,6	5,76	1	5,76	25,36
7'	32 475	1 299	7	1 1/2	0,28	3	21	3,91	1	3,91	24,91

Стояк 3. $H_p = 144,71 + 24,91 - 25,36 = 144,26 \text{ кг/м}^2$

Потери давления те же, что в стояке 7

Невязка 5,2%

Магистраль

8	59 550	2 382	3,4	2	0,3	2,4	8,16	4,43	1	4,49	12,65
8'	38 970	1 539	3,4	1 1/2	0,35	4,5	15,3	6,11	1	6,11	21,41

Стояк 2. $H_p = 141,26 + 21,41 - 12,65 = 153,02 \text{ кг/м}^2$

42	3 630	145	4,3	3/4	0,12	1,35	5,81	0,72	13,7	9,86	15,67
44, 46, 48	3 630	145	6,4	1/2	0,21	6	38,4	2,2	19,7	43,34	81,74
43, 45, 47	—	100	1,5	1/2	0,15	3,01	4,51	1,12	9,09	10,18	14,69
											112,1

Избыток давления $\Delta H = 153,02 - 112,1 = 40,92 \text{ кг/м}^2$
 необходимо погасить вентилем или поставить у основания стояка
 дроссель-шайбу с диаметром отверстия $d = 9,5 \text{ мм}$ (см. пример 29)

Магистраль

9	55 920	2 238	6,3	2	0,28	2,1	13,23	3,91	1,5	5,97	19,2
9'	42 600	1 704	7	1 1/2	0,375	5	35	7	1,5	10,5	45,5

Стояк 1. $H_p = 153,02 + 45,5 - 19,2 = 179,32 \text{ кг/м}^2$

Стояк	7 420	297	11,2	3/4	0,24	5	56	2,87	27,4	78,44	134,44
Замы- кающие участки	—	123	1,5	1/2	0,175	4,5	6,75	1,53	24	36,8	43,55
											177,99

Невязка 0,8%

Магистраль

10	48 500	1 940	10,2	1 1/2	0,42	6,5	66,3	8,79	0,5	4,4	70,7
10'1	50 020	2 001	7,2	1 1/2	0,43	6,7	48,24	9,22	—	—	48,24
10'2	50 020	2 001	5	2	0,255	1,8	9	3,27	1,5	4,91	13,91

Стояк 36. $H_p = 179,32 + 48,24 - 13,91 - 70,7 = 170,77 \text{ кг/м}^2$

Продолжение табл. 22

№ участка	Q в $\kappa\kappa\text{л}/\text{ч}$	G в $\kappa\text{г}/\text{ч}$	L в м	d в дюйм	v в $\text{м}/\text{сек}$	R	RI	$h_{\text{г}}$	L	Z	$RI + Z$
Стояк	7 100	284	11,2	$\frac{3}{4}$	0,23	4,6	51,52	2,64	27,4	72,34	123,86
Замы- кающие участки	—	119	1,5	$\frac{1}{2}$	0,18	4,2	6,3	1,62	24	39	$\frac{45,3}{169,16}$

Невязка 0,9%

Магистраль

II	41 400	1 656	6,3	$\frac{1}{2}$	0,35	4,5	28,35	6,11	1,5	9,16	37,51
II'	57 120	2 285	7	$\frac{1}{2}$	0,275	2	14	3,77	1	3,77	17,77

Стояк 35. $H_p = 170,77 + 17,77 - 37,51 = 151,03 \text{ кг/м}^2$

Стояк	3 400	136	10,7	$\frac{1}{2}$	0,2	5,5	58,85	2	39,4	78,8	137,65
Замы- кающие участки	—	96	1,5	$\frac{1}{2}$	0,145	2,8	4,2	1,05	10,4	10,91	$\frac{15,11}{152,76}$

Невязка 1%

Магистраль

12	38 000	1 520	3,4	$\frac{1}{2}$	0,33	4	13,9	5,43	1	5,43	19,03
$12'$	60 520	2 421	10,6	$\frac{1}{2}$	0,31	2,5	26,5	4,79	2,5	11,98	38,48

Стояк 34. $H_p = 151,03 - 38,48 - 19,03 = 103,52 \text{ кг/м}^2$

Стояк	4 200	168	12	$\frac{3}{4}$	0,13	1,73	20,76	0,85	18	15,3	36,06
"	4 200	168	5	$\frac{1}{2}$	0,245	7,5	37,5	3	32	96	$\frac{133,5}{169,56}$

Невязка 0,5%

Естественное давление в кольце определяем приближенно по формуле (31):

$$H_e = 0,425 (95 - 70) 8,5 = 90 \text{ кг/м}^2.$$

С учетом 50% естественного давления H_e получим необходимый напор в системе:

$$H_p = 967 - 0,5 \cdot 90 = 922 \text{ кг/м}^2.$$

Избыток давления $1000 - 922 = 78 \text{ кг/м}^2$ необходимо погасить задвижкой на вводе.

Так как согласно исходным данным левая ветвь по длине и нагрузкам участков (на рис. 24 показана схематично без нагрузок и стояков) почти одинакова с правой, то диаметры ее участков следует назначать без расчета по аналогии с соответствующими участками правой ветви.

Пример 33. Запроектировать систему отопления в одноэтажной мастерской. Параметры теплоносителя $t_r = 115$, $t_o = 70^\circ\text{C}$.

Давление на вводе составляет 1 м вод. ст. Температура воздуха в цехе 16°C .

Приборы установлены типа НМ-150. Теплотери составляют 32 200 ккал/ч. План мастерской изображен на рис. 25.

Решение. Рассмотрим три варианта схем системы отопления:

- 1) горизонтально-однотрубная проточная нерегулируемая;
- 2) горизонтально-однотрубная с замыкающими участками регулируемая;
- 3) двухтрубная.

Первый вариант (рис. 25).

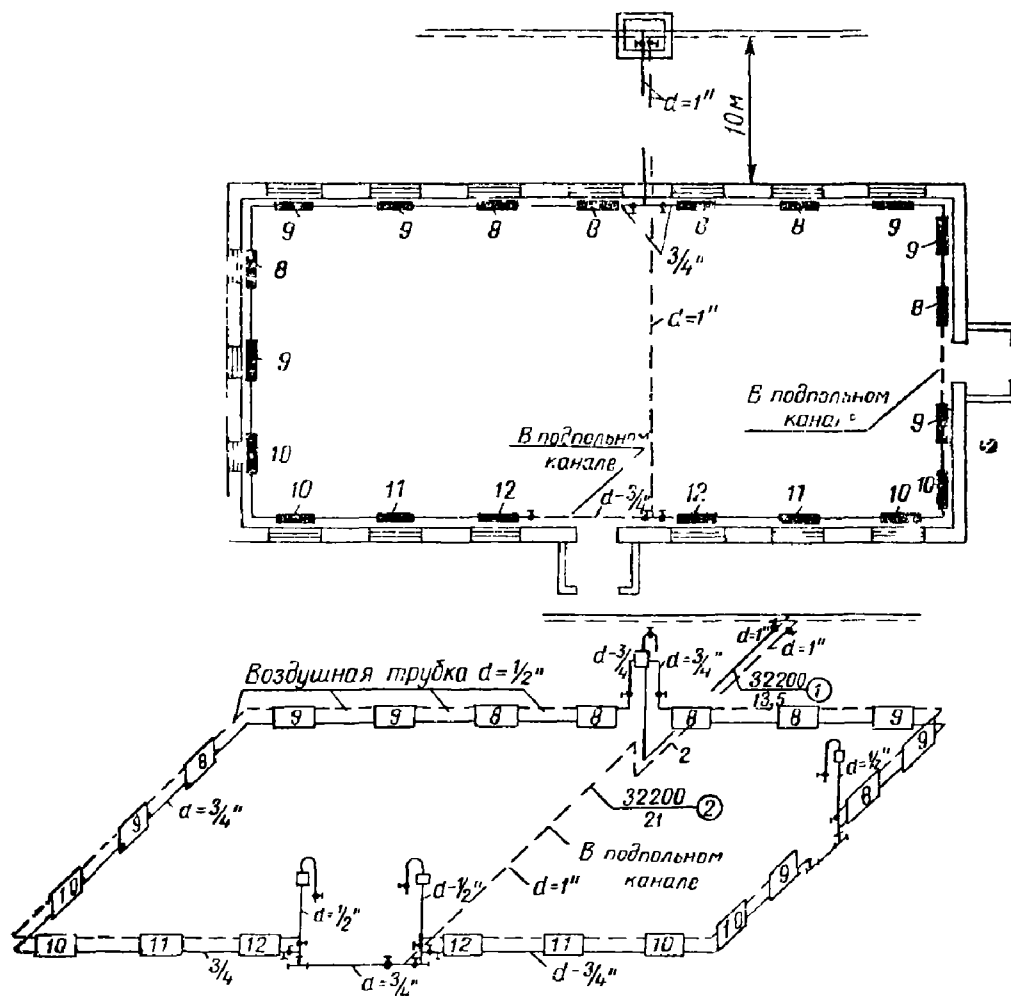


Рис. 25

Система отопления состоит из двух циркуляционных колец. Воздух из системы удаляется через воздушные трубки диаметром $d = 1/2$ inch и воздухоотборники.

Трубы прокладываются без уклонов над полом мастерской. Сборная обратная магистраль укладывается в подпольном канале глубиной $h = 460$ мм (см. рис. 28, а). Для обхода дверей устроены дюкеры с тройниками для спуска воды и прочистки труб.

Длина левой ветви составляет 34,2 м, правой — 31,2 м. Общее число

нагревательных приборов 20 (в каждой ветви одинаковое количество приборов). Принимая теплоотдачу одной секции в среднем равной 160 ккал/ч, получим общее количество секций в каждой ветви

$$\frac{32000}{2 \cdot 160} = 100 \text{ шт.}$$

Ширина секции 96 мм, толщина прокладки 1 мм. Общая длина секций в каждой ветви $l = 0,097 \cdot 100 = 9,7$ м. Суммарная длина труб:

в левой ветви $34,2 - 9,7 = 24,5$ м;

» правой » $31,2 - 9,7 = 21,5$ м;

Определяем потери давления в системе.

Участок 1.

$$G = \frac{32200}{115 - 70} = 715 \text{ кг/ч}; d = 1'';$$

$$R = 8 \text{ кг/м}^2; v = 0,36 \text{ м/сек};$$

$$h_v = 6,46 \text{ кг/м}^2.$$

Длина участка, считая от тройника наружной тепловой магистрали до проточного воздухоборника, составляет 13,5 м.

Местные сопротивления: вход в воздухоборник $\zeta = 1$; вентиль $\zeta = 9$; тройник на повороте $\zeta = 1,5$; отвод $\zeta = 1$; $\Sigma \zeta = 12,5$.

$$\Sigma(Rl + Z)_1 = 8 \cdot 13,5 + 12,5 \cdot 6,46 = 188,8 \text{ кг/м}^2.$$

При построении номограммы для расчета трубопроводов систем водяного отопления б. ЦНИПС принята температура воды $t = 80^\circ\text{C}$. Из формулы (34) видно, что потери давления обратно пропорциональны объемному весу воды.

На этом основании к найденной величине потерь давления на участке 1 вводим поправочный множитель, который при температуре воды 115°C составляет $\frac{\gamma_{80}}{\gamma_{115}} = \frac{971,8}{947,2} = 1,026$.

С этой поправкой $\Sigma(Rl + Z)_1 = 194 \text{ кг/м}^2$. Разница получилась очень незначительная. Поэтому поправку на температуру воды можно не учитывать при применении перегретой воды с $t = 115^\circ\text{C}$. Тем более нет необходимости учитывать поправку при расчете ветвей системы отопления, так как в них циркулирует вода со средней температурой $(115 + 70)05 = 92,5^\circ\text{C}$.

Участок 2.

Обратная сборная магистраль $G = 715 \text{ кг/ч}, d = 1''$

По аналогии с участком 1 получаем

$$\Sigma(Rl + Z)_2 = 8 \cdot 21 + 12,5 \cdot 6,46 = 256,8 \text{ кг/м}^2.$$

Левая ветвь

$$G = \frac{715}{2} = 358 \text{ кг/ч}; d = 3/4'';$$

$$R = 7,5 \text{ кг/м}^2; v = 0,3 \text{ м/сек};$$

$$h_v = 4,49 \text{ кг/м}^2; l = 24,5 \text{ м}.$$

Местные сопротивления: два вентиля $\zeta = 2 \cdot 10 = 20$; десять приборов $\zeta = 2 \cdot 10 = 20$; противоточный тройник при слиянии потоков $\zeta = 5$; выход из воздухоборника $\zeta = 0,5$; шесть поворотных тройников и отводов $\zeta = 1,5 \cdot 6 = 9$; $\Sigma \zeta = 54,5$.

$$\Sigma(Rl + Z) = 7,5 \cdot 24,5 + 54,5 \cdot 4,49 = 428,3 \text{ кг/м}^2.$$

Правая ветвь.

По аналогии с левой ветвью

$$\Sigma(Rl + Z) = 7,5 \cdot 21,5 + 60,5 \cdot 4,49 = 433 \text{ кг/м}^2.$$

Общие потери давления в системе

$$194 + 256,8 + 433 = 883,8 \text{ кг/м}^2 < H_p.$$

Запас давления 11 %.

Определяем полезную теплоотдачу в помещении труб обеих ветвей. Длина труб $d=1''$ $l_1=2$ м, $d=3/4''$ $l_2=24,5+21,5=46$ м. Длина дюкеров, проходящих в подпольных каналах, 5 м. Разность температур воды в подающей трубе $d=1''$ и воздуха помещения $\Delta t = 115 - 16 = 99^\circ\text{C}$.

Средняя температура воды в ветвях $\frac{115+70}{2} = 92,5^\circ\text{C}$. $\Delta t_r = 92,5 - 16 = 76,5^\circ\text{C}$.

Из приложения I находим теплоотдачу 1 пог. м труб.

Полная и полезная теплоотдача

$$Q_r = 120 \cdot 2 + 74 \cdot 41 = 3270 \text{ ккал/ч};$$

$$Q_n = 120 \cdot 2 \cdot 0,5 + 74 \cdot 41 \cdot 0,75 = 2400 \text{ ккал/ч},$$

где 2 — длина вертикального участка трубы $d=1''$ в м. Теплоотдачу воздушных трубок не учитываем;

41 — длина труб l_2 в м за вычетом длины дюкера;

0,5 и 0,75 — коэффициенты, учитывающие уменьшение полезной теплоотдачи неизолированных труб в зависимости от их расположения в помещении (см. § 6).

Расчетная тепловая нагрузка всех приборов составляет $32\,200 - 2\,400 = 29\,800$ ккал/ч.

Одного прибора

$$Q_{np} = \frac{29\,800}{20} = 1490 \text{ ккал/ч}.$$

Подбор нагревательных приборов производится с учетом теплоотдачи труб, поэтому расчетный температурный перепад в каждом приборе может быть принят

$$\Delta t_{np} = \frac{29\,800 + 3270}{358 \cdot 20} = 4,6^\circ\text{C},$$

где 358 — расход воды в приборах в кг/ч;

20 — общее число приборов в системе.

Найденный температурный перепад будет больше фактического, так как в нем учтено охлаждение воды в примыкающих к прибору участках труб, но это не отразится на средней температуре воды в приборе. При движении воды в приборе по схеме «снизу—вниз» коэффициент теплопередачи прибора k определяется по формуле $k = 3,25 \Delta t_r^{0,15}$. Все данные расчета поверхности нагрева приборов одной ветви заносим в табл. 23. В графе 1 проставляем номера приборов ветви, считая по ходу движения воды. На предварительную поверхность нагрева приборов вводим следующие добавки:

1) на циркуляцию воды в воздушных трубках (эта добавка равна 1,05);

2) на расход воды в приборах.

Коэффициент β_0 (см. § 6) для приборов 1—4 принят равным 1, так как $t_r > 100^\circ\text{C}$ и отношение $\frac{G_\phi}{G_n} > 2^*$. Для остальных приборов

* Справочник по проектированию отопления и вентиляции. Госстройиздат, 1953, стр. 212.

Таблица 23

[illegible]

β_0 взято в зависимости от $G_{\text{отн}}$. $G_{\text{отн}}$ определяем по формуле (21), принимая $G_{\text{ф}} = 358 \text{ кг/ч}$ по графе 9 табл. 23.

Необходимо иметь в виду, что при подсчете окончательной поверхности нагрева приборов (графа 12) нужно не умножать, а делить предварительную поверхность (графа 9) на оба поправочных коэффициента (графы 10 и 11).

Общая длина приборов одной ветви $l = 94 \cdot 0,097 = 9,1 \text{ м}$.

Общая длина труб: в правой ветви $31,2 - 9,1 = 22,1 \text{ м}$, в левой $34,2 - 9,1 = 25,1 \text{ м}$. Уточненные потери давления в системе приведены в табл. 24.

Таблица 2

Q в ккал/ч	Δt в °C	G в кг/ч	l в м	d в дюймах	v в м/сек	R	Rl	h_v	$\Sigma \zeta$	Z	$Rl + Z$
						в кг/м²				в кг/м²	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Правая ветвь											
16 100	45	358	22,1	3/4	0,3	7,5	165,8	4,49	60,5	271,7	437,5
Левая ветвь											
16 100	45	358	25,1	3/4	0,3	7,5	188,3	4,49	54,5	244,7	433

Невязка в потерях давления левой и правой ветвей 1%.

Общие потери давления в системе $888,3 \text{ кг/м}^2$.

Запас давления 10%.

Второй вариант (рис. 26).

Принимаем диаметр труб ветвей, замыкающих участков и подволок к приборам $3/4''$. Тепловые нагрузки подсчитываем без учета теплоотдачи труб, так как магистраль прокладывается в подпольных каналах глубиной $h = 690 \text{ мм}$ (см. рис. 28).

$$Q_{\text{пр}} = \frac{32 \cdot 200}{20} = 1610 \text{ ккал/ч},$$

где 20 — число приборов. Из номограммы (рис. 15) при $Q_{\text{пр}} = 1610 \text{ ккал/ч}$ коэффициент затекания $\alpha = 0,32$.

Расход воды в каждом приборе $G_{\text{пр}} = 0,32 \cdot 358 = 114 \text{ кг/ч}$; в замыкающих участках $G_z = 358 - 114 = 244 \text{ кг/ч}$.

Так как тепловые нагрузки и расходы воды в приборах одинаковы температурные перепады в них будут равны

$$\Delta t_{\text{пр}} = - \frac{1610}{114} \approx 14 \text{ C}.$$

Температура воды в магистрали после каждого прибора понижается на $\frac{Q_{\text{пр}}}{G_{\text{м}}} = \frac{1610}{358} = 4,5 \text{ C}$.

Температурный перепад в правом (по ходу движения воды) приборе

$$\Delta t_{\text{м}} = 115 - \frac{14}{2} - 16 = 92^\circ \text{C}.$$

В каждом следующем приборе начальная температура воды $t_{\text{н}}$ и $\Delta t_{\text{т}}$ будут понижаться на $4,5^\circ \text{C}$.

Не приводя самого расчета поверхности нагрева приборов (он ничем не отличается от приведенного в табл. 23), отметим, что общее количество секций в приборах одной ветви получается равным 122 шт., в двух — 244 шт.

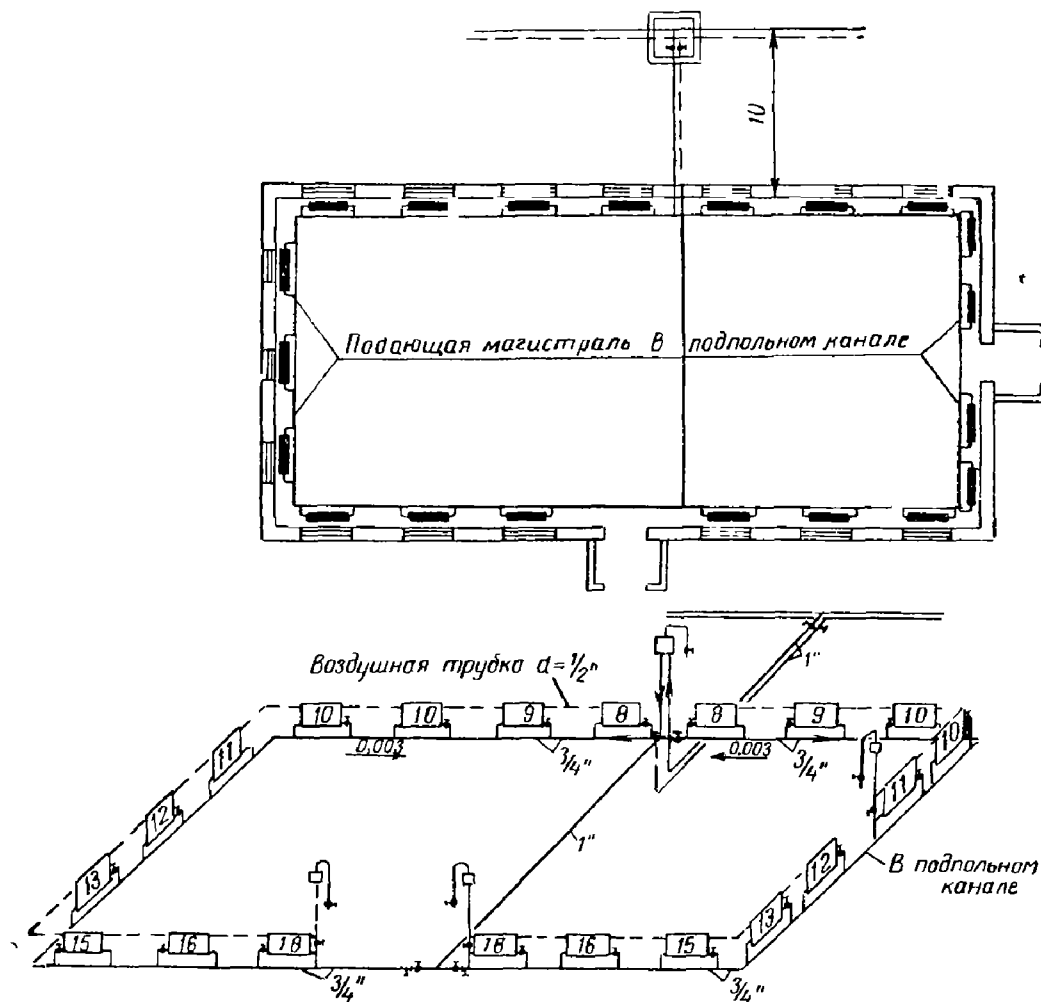


Рис 26

Общая длина приборов одной ветви $l = 122 \cdot 0,097 = 11,8$ м.

Среднее расстояние между точками присоединения приборов к магистрали $l = 1685$ мм $\approx 1,7$ м.

Общая длина замыкающих участков $\Sigma l_1 = 1,7 \cdot 10 = 17$ м. Длина магистральных участков:

правая ветвь $l = 31,2 - 17 = 14,2$ м;

левая » $l = 34,2 - 17 = 17,2$ ».

Диаметры общих участков 1 и 2 оставляем 1". Поэтому потери давления в этих участках останутся почти без изменения, изменятся лишь потери давления в ветвях. Определяем местные сопротивления.

Правая ветвь.

Магистраль: два вентиля $\xi = 2 \cdot 10 = 20$; два противоточных тройника $\xi = 5 + 6,3 = 11,3$; два отвода $\xi = 2 \cdot 1,5 = 3$; два спускных тройника $\xi = 0,7 \cdot 2 = 1,4$; $\Sigma \xi = 35,7$.

Замыкающие участки.

Количество участков 10; для одного участка два тройника на проход $\zeta=2 \cdot 1=2$, а по всей ветви $\Sigma \zeta=2 \cdot 10=20$.

Левая ветвь.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений в магистрали и замыкающих участках та же, что в первой ветви. Сводим данные расчета в табл. 25.

Таблица 25

Наименование участка	G в кг/ч	l в м	d в дюймах	v в м/сек	R	Rl	h_v	$\Sigma \zeta$	Z	$Rl+Z$
					в кг/м ²				в кг/м ²	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Правая ветвь										
Магистраль	358	14,2	3/4	0,3	7,5	106,5	4,49	35,7	160,3	266,8
Замыкающие участки	244	17	3/4	0,2	3,5	59,5	2	20	40	99,5
										366,3
Левая ветвь										
Магистраль	358	17,2	3/4	0,3	7,5	129	4,49	35,7	160,3	289,3
Замыкающие участки	244	17	3/4	0,2	3,5	59,5	2	20	40	99,5
										388,8

Общие потери давления в системе составляют $839,6 \text{ кг/м}^2 < H_p$.

В сравнении с первым второй вариант дает увеличение поверхности нагрева приборов на 28%, а длины труб — на 48 м. Кроме того, он требует устройства подпольных каналов.

Третий вариант (рис. 27).

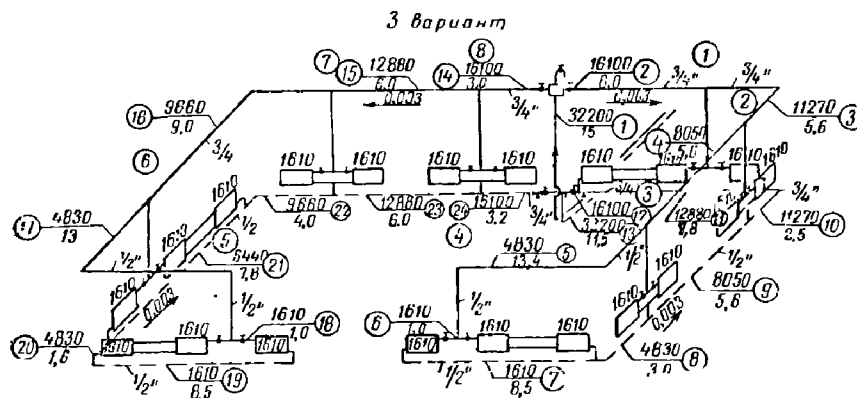


Рис. 27

Принята двухтрубная система отопления с тупиковой схемой разводки. Подающие магистрали прокладываются над окнами мастерской, обратные — в подпольных каналах. Конструкция подпольного канала глубиной 620 мм показана на рис. 28; четыре прибора присоединены на цепке.

Расходы воды на участках получаем путем деления тепловых нагрузок на Δt , равный 45°C .

В стояках 1, 4, 5 и 6 приборы имеют разностороннюю подводку. В этом случае, по данным Е. А. Белинского, принимаем для первого прибора по ходу движения воды в обратной магистрали 45% от расхода воды в стояке, а для других приборов — 55%.

Если общий расход воды в стояке составляет 107 кг/ч , то в первый прибор затекает 48 кг/ч , в два остальных — 59 кг/ч .

Гидравлический расчет ветвей сведен в табл. 26. Расчет промежуточных стояков не произведен, так как даже

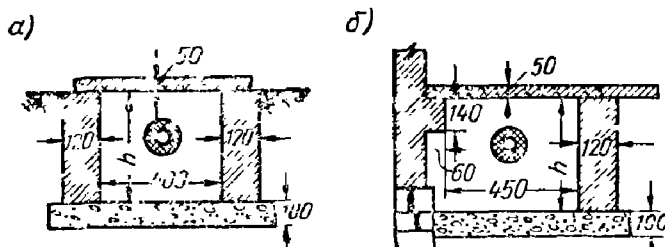


Рис. 28. Подпольные каналы

а — для сборной обратной магистрали (первый вариант $h = 460 \text{ мм}$, второй — $h = 690 \text{ мм}$); б — пристенный подпольный канал (первый вариант $h = 690 \text{ мм}$, второй — $h = 620 \text{ мм}$)

при диаметрах $1/2''$ у каждого из них останется запас давления.

Таблица 26

№ участ- ка	Q в ккал/ч	G в кг/ч	l в м	d в дюйм- мах	v в м/сек	R			h _v	Z		RI + Z
						в кг/м²				в кг/м²		
1		2	3	4	5	6	8	9	10	11	12	
Правая ветвь												
1	32 200	705	15	1	0,36	8	120	6,46	14,5	93,7	213,7	
14	16 100	358	3	3/4	0,3	7,5	22,5	4,49	10,5	47,14	69,64	
15	12 880	286	6	3/4	0,23	4,7	28,2	2,64	1	2,64	30,84	
16	9 660	214	9	3/4	0,175	2,75	24,75	1,53	2,5	3,83	28,58	
17	4 830	107	13	1/2	0,155	3,3	42,9	1,2	4	4,8	47,7	
18—19	1 610	48	9,5	1/2	0,05	0,25	2,38	0,13	16,3	2,12	4,5	
20	4 830	107	1,6	1/2	0,155	3,3	5,28	1,2	2,5	3	8,28	
21	6 440	143	7,8	1/2	0,21	6	46,8	2,2	1	2,2	49	
22	9 660	214	4	3/4	0,175	2,75	11	1,53	2	3,83	14,83	
23	12 880	286	6	3/4	0,23	4,7	28,2	2,64	1	2,64	30,84	
24	16 100	358	3,2	3/4	0,3	7,5	24	4,49	15	67,35	91,35	
13	32 200	715	11,5	1	0,36	8	92	6,46	11,5	74,33	166,33	
						148,01	—			307,58	755,59	
Левая ветвь												
2	16 100	358	6	3/4	0,3	7,5	45	4,49	10,5	47,14	92,14	
3	11 270	250	5,6	3/4	0,2	3,7	20,7	2	2,5	5	25,7	
4	8 050	179	5,6	1/2	0,255	8,5	47,6	3,24	1	3,24	50,84	
5	4 830	107	13,4	1/2	0,155	3,3	44,22	1,2	4	4,8	49,02	
6—7	1 610	48	9,5	1/2	0,05	0,25	2,38	0,13	16,3	2,12	4,5	
8	4 830	107	3	1/2	0,155	3,3	9,9	1,2	2,5	3	12,9	
9	8 050	179	5,6	1/2	0,255	8,5	47,6	3,24	2	3,24	50,84	
10	11 270	250	2,5	3/4	0,2	3,7	9,25	2	2,5	5	14,25	
11	12 880	286	7,8	3/4	0,23	4,7	36,66	2,64	1	2,64	39,3	
12	16 100	358	0,6	3/4	0,3	7,5	4,5	4,49	15	67,35	71,85	
						267,81	—		—	143,53	411,34	

Невязка 8%

Общие потери давления в системе составляют $755,59 \sim 756 \text{ кг/м}^2$. Избыток давления $1100 - 756 = 344 \text{ кг/м}^2$ погашается вентилем на вводе.

Поверхность нагрева приборов без учета теплоотдачи в помещение равна $F = 62 \text{ м}^2$, с учетом теплоотдачи 53 м^2 .

При определении поверхности нагрева приборов, присоединенных к стоякам 1, 4, 5, 6, учитывается, что температурные перепады правых и левых приборов будут не одинаковы, так как через них проходит разное количество воды.

Третий вариант в сравнении с первым дает экономию поверхности нагрева приборов в $5,3 \text{ м}^2$, но зато требует удлинения трубопроводов на 100 пог. м . Если принять стоимость 1 м^2 установленных радиаторов $4,5 \text{ руб.}$, то получим денежную экономию $4,5 \cdot 5,3 = 23,85 \text{ руб.}$

В то же время стоимость 1 пог. м уложенной трубы диаметром $d = 1/2''$ составляет 61 коп. , а $100 \text{ пог. м} - 61 \text{ руб.}$

Если сюда добавить затраты на установку дополнительной арматуры и устройство подпольных каналов, то стоимость системы отопления по третьему варианту намного возрастет в сравнении с первым вариантом. Поэтому первый из трех вариантов является самым экономичным.

Отсутствие возможности регулировки теплоотдачи приборов не может служить в данном случае причиной отказа от этого варианта потому, что все приборы обслуживают одно помещение.

Пример 34. Определить сумму коэффициентов линейных и местных сопротивлений подводов к приборам, отнесенную к скорости воды в стояке, для узла, изображенного на рис. 29.

Решение. На рис. 29 изображен узел стояка проточной регулируемой системы с трехходовыми кранами.

Так как длины подводов одинаковы и также почти одинаковы коэффициенты местных сопротивлений трехходового крана и крана двойной регулировки, потери давления в обоих ответвлениях, а следовательно, и расходы воды в них будут равны

Задача сводится к тому, чтобы найти такую сумму коэффициентов местных сопротивлений и приведенного к ним сопротивления трения, которая, будучи отнесена к скорости движения воды в стояке диаметром d_1 , дает потери давления, равные потерям давления в ответвлении диаметром d_2 . Для решения задачи воспользуемся формулой

$$\Sigma(Rl + Z) = A \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma' \right) G^2.$$

Зададимся диаметрами узлов. Примем следующие комбинации диаметров:

- 1) $d_1 = 1/2''$, $d_2 = 1/2''$; 2) $d_1 = 3/4''$, $d_2 = 1/2''$;
- 3) $d_1 = 3/4''$, $d_2 = 3/4''$; 4) $d_1 = 1''$, $d_2 = 3/4''$.

Расход воды в каждом ответвлении равен половине расхода воды в стояке, т. е. $G_{пр} = 0,5 G_{ст}$. Длина обеих подводов к прибору $l = 2,5 \text{ м}$.

Из приложения III находим значения A и $\frac{\lambda}{d}$ для диаметров:

$$d = 1/2'' \quad A = 1,07 \cdot 10^{-7}, \quad \frac{\lambda}{d} = 2,85;$$

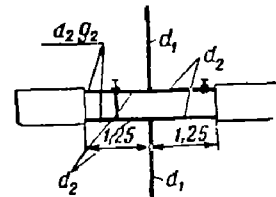


Рис. 29

$$d = 3/4'' \quad A = 0,325 \cdot 10^{-4}, \quad \frac{\lambda}{d} = 1,9;$$

$$d = 1'' \quad A = 0,125 \cdot 10^{-4}, \quad \frac{\lambda}{d} = 1,4.$$

Коэффициент местного сопротивления трехходового крана диаметром $1/2''$ $\zeta=3,5$, диаметром $3/4''$ $\zeta=1,5$.

Местные сопротивления в левом ответвлении: два противоточных тройника $\zeta=11,3$, трехходовой кран, нагревательный прибор $\zeta=2$ и проходной тройник $\zeta=0,7$.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений и приведенного к ним сопротивления трения для ответвления к левому прибору будет равна

$$\text{при } d = 1/2'' \quad \frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta = 2,85 \cdot 2,5 + 11,3 + 3,5 + 2 + 0,7 = 24,63;$$

$$\gg d = 3/4'' \quad \frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta = 1,9 \cdot 2,5 + 11,3 + 2 + 1,5 + 0,7 = 20,25.$$

Обозначим $\Sigma(Rl+Z)$, l , λ , d и $\Sigma \zeta$ стояка индексом 1, а ответвлений — индексом 2. $G_2 = 0,5 G_1$.

Потери давления в ответвлении

$$\Sigma(Rl+Z)_2 = A_2 \left(\frac{\lambda_2}{d_2} l_2 + \Sigma \zeta_2 \right) G_2^2 = 0,25 A_2 \left(\frac{\lambda_2}{d_2} l_2 + \Sigma \zeta_2 \right) G_1^2.$$

Обозначим искомую сумму коэффициентов линейных и местных сопротивлений через x .

Потери давления, приведенные к скорости движения воды в стояке диаметром d_1 :

$$\Sigma(Rl+Z)_1 = A_1 \left(\frac{\lambda_1}{d_1} l_1 + \Sigma \zeta_1 \right) G_1^2 = A_1 x G_1^2.$$

Но по условию задачи

$$\Sigma(Rl+Z)_1 = \Sigma(Rl+Z)_2,$$

поэтому

$$0,25 A_2 \left(\frac{\lambda_2}{d_2} l_2 + \Sigma \zeta_2 \right) G_1^2 = A_1 x G_1^2$$

Откуда сумма коэффициентов линейных и местных сопротивлений ответвления, отнесенная к скорости движения воды в стояке:

$$x = \frac{0,25 A_2 \left(\frac{\lambda_2}{d_2} l_2 + \Sigma \zeta_2 \right)}{A_1}$$

$$\text{Узел } 1/2 \times 1/2'' \quad x = \frac{0,25 \cdot 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot 24,63}{1,07 \cdot 10^{-4}} = 6,15 \approx 6;$$

$$\gg 3/4 \times 1/2'' \quad x = \frac{0,25 \cdot 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot 24,63}{0,325 \cdot 10^{-4}} = 20,1 \approx 20;$$

$$\gg 3/4 \times 3/4'' \quad x = \frac{0,25 \cdot 0,325 \cdot 10^{-4} \cdot 20,25}{0,325 \cdot 10^{-4}} = 5,05 \approx 5;$$

$$\gg 1 \times 3/4'' \quad x = \frac{0,25 \cdot 0,325 \cdot 10^{-4} \cdot 20,25}{0,125 \cdot 10^{-4}} = 13,10 \approx 13.$$

Зная величину x , можно значительно упростить гидравлический расчет стояков. В этом случае вместо того, чтобы определять потери давления в подводках, мы прибавляем x к сумме коэффициентов местных и линейных сопротивлений стояка и находим потери его давления по формуле

$$H = A \left(\frac{\lambda}{d} l + \sum \zeta + x \right) G^2,$$

где l — длина стояка без подводок в м;
 $\left(\frac{\lambda}{d} l + \sum \zeta \right)$ — сумма коэффициентов линейных и местных сопротивлений стояка.

Пользуясь формулами этого примера, можно весь стояк однотрубной системы принять за один расчетный участок.

Пример 35. Произвести гидравлический расчет ветвей однотрубной проточной регулируемой системы отопления по методу переменных перепадов температур воды в стояках, соблюдая при этом общий температурный перепад в системе в 25°C . Нагревательные приборы средней высоты, здание с неотопливаемым подвалом.

Решение. На рис. 36 изображена одна левая ветвь, правая аналогична по схеме и тепловым нагрузкам приборов. На подводках к приборам каждого этажа кроме стояков лестничных клеток установлены с одной стороны трехходовые краны конструкции А. Л. Заседателева и Г. И. Гарцман, а с другой — обычные краны двойной регулировки.

Нагревательные приборы стояков 3 и 5 лестничных клеток в I этаже устанавливаются на стене у входной площадки за тамбуром, остальные — под окнами на междуэтажных площадках.

Обратная магистраль прокладывается несколько ниже потолка подвала, чтобы не устраивать обводов около лестничных клеток. Разводящая магистраль проходит по чердаку. Регулировка системы может производиться кранами, установленными у приборов, за счет частичного пропуска воды мимо приборов через перемычку, перекрытую трехходовыми кранами. Систему рассчитываем как обычную проточную. При двустороннем присоединении приборов к стоякам считаем, что в каждый из них затекает 50% воды, проходящей по стояку. Если сопротивления подводок резко отличаются друг от друга, то количество воды, затекающей в приборы, определяется по формуле (40). Покажем, как решается задача по методу А. И. Орлова (см. § 13).

Стояк I.

$$\text{Расход воды } G_{\text{ст}} = \frac{7600}{30} = 253 \text{ кг/ч.}$$

Зададимся диаметром стояка $3/4''$, подводок — $1/2''$.

Местные сопротивления в стояке: воздушный и спускной тройники $\zeta = 0,7 \cdot 2 = 1,4$; два тройника на проходе $\zeta = 1 \cdot 2 = 2$; воздухооборник $\zeta = 1,5$; три отвода $\zeta = 1,5 \cdot 3 = 4,5$; утка (отступ) $\zeta = 1,5$; два вентиля $3/4''$ $\zeta = 10 \cdot 2 = 20$; $\sum \zeta = 30,9$.

Определяем местные сопротивления в подводках, считая расходы воды в левом и правом приборах одинаковыми.

Подводки к левому прибору: два тройника на повороте при делении и слиянии потоков $\zeta = 11,3$; два отвода $1/2''$ $\zeta = 1,5 \cdot 2 = 3$; нагревательный прибор $\zeta = 2$; трехходовой кран $\zeta = 3,5$; тройник на проходе

$$\text{при } \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{ств}}} = 1; \zeta = 0,7; \sum \zeta = 20,8.$$

Из приложения III находим для $d = 1/2'' - \frac{1}{d} = 2,85$.

$$\Sigma \zeta_{\text{экр}} \frac{1}{d} l = 2,85 \cdot 2,8 \approx 8;$$

$$\Sigma \zeta_{\text{пр1}} \frac{1}{d} l + \Sigma \zeta = 28,8.$$

Подводки к правому прибору: два тройника на повороте при делении потоков и слиянии потоков $\xi = 11,3$; кран двойной регулировки $\xi = 4$; нагревательный прибор $\xi = 2$; $\Sigma \xi = 17,3$.

$$\Sigma \zeta_{\text{экр}} = 2,85 \cdot 2 = 5,7;$$

$$\Sigma \zeta_{\text{пр2}} \frac{1}{d} l + \Sigma \zeta = 23.$$

Расход воды в приборах по формуле (40) составляет левый прибор

$$G_{\text{л.пр}} = \frac{G}{1 + \sqrt{\frac{\Sigma \zeta_{\text{пр1}}}{\Sigma \zeta_{\text{пр2}}}}} = \frac{253}{1 + \sqrt{\frac{28,8}{23}}} = 120 \text{ кг/ч};$$

правый прибор $G_{\text{п.пр}} = 253 - 120 = 133 \text{ кг/ч}$.

При расчете стояка будем учитывать сопротивления подводов к теплым приборам. Эточненное отношение $\frac{G_{\text{отп}}}{G_{\text{стб}}} = \frac{120}{253} = 0,475$.

Новое значение ξ тройников подводов — 12,5.

Тогда $\Sigma \xi = 12,5 + 3 + 2 = 3,5 + 0,7 = 21,7$.

Общая длина подводов $2,8 \cdot 4 = 11,2 \text{ м}$, длина стояка $34,3 - 11,2 = 23,1 \text{ м}$
 $R_{\text{ст}} = 3,9 \text{ кг/м}^2$; $h_{\text{экр}} = 2,1 \text{ кг/м}^2$; $R_{\text{подв}} = 4,2 \text{ кг/м}^2$; $h_{\text{отп}} = 1,53 \text{ кг/м}^2$

$$\Sigma (Rl + Z)_{\text{ст}} = 3,9 \cdot 23,1 + 30,9 \cdot 2,1 = 154,98 \text{ кг/м}^2;$$

$$\Sigma (Rl + Z)_{\text{подв}} = 4,2 \cdot 11,2 + 21,7 \cdot 4 \cdot 1,53 = 179,84 \text{ кг/м}^2.$$

Общие потери давления в стояке и подводках $334,82 \text{ кг/м}^2$.

В нашем случае отношение $\frac{\Sigma \zeta_{\text{пр1}}}{\Sigma \zeta_{\text{пр2}}} < 1,4$, поэтому при практических расчетах расходы воды в приборах можно принимать одинаковыми (см. § 12).

Стояк 2. Этот стояк с односторонним присоединением приборов. Потери давления в стояке l являются располагаемым напором для стояка 2. Общая длина стояка и подводов $22,2 \text{ м}$. Отбрасываем 60% местных сопротивлений, после чего получим

$$R_{\text{ср.ст}} = \frac{334,82 \cdot 0,4}{22,2} = 6,05 \text{ кг/м}^2.$$

Принимаем диаметр стояка $1/2''$. По $R_{\text{ср.ст}}$ и диаметру из номограммы для расчета водяных сетей находим расход воды в стояке — 145 кг/ч , скорость $v = 0,22 \text{ м/сек}$, $h_{\text{ст}} = 2,42 \text{ кг/м}^2$.

Местные сопротивления стояка: девять отводов, одна утка, четыре прибора, два вентиля, два тройника на повороте, четыре трехходовых крана, шесть проходных тройников; $\Sigma \xi = 76,2$.

Потери давления в стояке

$$\Sigma (Rl + Z) = 22,2 \cdot 6,05 + 76,2 \cdot 2,42 = 317,61 \text{ кг/м}^2.$$

Невязка в потерях давления со стояком l — 4,9%.

Изложенный метод расчета нагляден, но он имеет один недоста-

ток — для получения минимальных невязок в потерях давления часто приходится подбирать расходы воды путем неоднократных попыток. Более удобен метод расчета Е. А. Белинкого. Рассчитаем ветвь, изобращенную на рис. 30, с помощью этого метода. Примем диаметры стояков 1, 4 и 6 — $3/4''$, а подводок к приборам — $1/2''$. Для упрощения расчета коэффициенты местных сопротивлений и сопротивления трению подводок отнесем к скорости движения воды в стояках. По данным примера 34 для узла $3/4 \times 1/2''$ $\Sigma \zeta_{прив} = 20$; $\frac{\Sigma \zeta_{пр1}}{\Sigma \zeta_{пр2}} < 1,4$, поэтому разницей в сопротивлениях левых и правых подводок стояка 1 пренебрегаем и будем считать, что в каждый прибор затекает одинаковое количество воды.

Расчет ведем по формуле

$$\Sigma (Rl + Z) = A \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta \right) G^2.$$

Стояк 1. Заполняем графы 2, 3 и 4 табл. 27. При заполнении графы 3 нужно учитывать только длину самого стояка без подводок, так как сопротивление подводок, включая потери давления на трение, отнесено к стояку и включается в графу 7. Из приложения III находим $\frac{\lambda}{d}$ для стояка и вводим его в графу 5. Результат перемножения $\frac{\lambda}{d}$ на длину стояка заносим в графу 6. Сумма коэффициентов местных сопротивлений стояка по данным примера $\Sigma \zeta = 30,9$.

Сумма приведенных к диаметру стояка коэффициентов местных сопротивлений подводок, включая сопротивления трению, равна $20 \cdot 4 = 80$, где 4 — число приборов, присоединенных с одной стороны к стояку

$$\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta = 30,9 + 80 = 110,9.$$

Из приложения III находим для стояка значения $A \cdot 10^{-4}$.

Условимся брать расходы воды в сотнях килограммов и будем вписывать значения A в графу 9 без степени 10^{-4} . Перемножая цифры граф 8 и 9, получаем постоянную сопротивления и заносим ее в графу 10. Задаемся температурным перепадом в стояке $\Delta t = 30^\circ\text{C}$ и запишем его в графу 11. Деля тепловую нагрузку (графа 2) на температурный перепад (графа 11), получим расход воды в стояке, равный 253 кг/ч , и занесем его в графу 12 (в сотнях килограммов). Потери давления H (графа 13) определяем по формуле $H = SG^2$, перемножая данные графы 10 на квадрат расхода воды (графа 12). Скорость движения воды (графа 14) находим из номограммы для расчета водяных сетей. Графа 14 служит лишь для ориентировки при выборе диаметров и не имеет прямого отношения к расчету.

Стояк 2. Этот стояк с односторонним присоединением приборов. Поэтому диаметры стояка и подводок принимаем одинаковыми и равными $1/2''$. При заполнении графы 3 берем полную длину стояка и подводок, так как через них проходит одно и то же количество воды. Графы 2—10 заполняем, как сказано выше. При заполнении графы 7 складываем коэффициенты местных сопротивлений стояка и всех подводок (скорость движения воды всюду одна и та же). Потери давления в стояке 2 должны быть одинаковы с потерями давления в стояке 1. Поэтому $H_p = 319 \text{ кг/м}^2$. Зная H_p и S , находим по формуле $H = SG^2$ расходы воды

$$G = \sqrt{\frac{319}{149,3}} \cdot 100 = 147 \text{ кг/ч}.$$

Таблица 27

Стр. №	в Q ккал/ч	l в м	d в дюйм-мах	$\frac{\lambda}{d}$	$\frac{\lambda}{d} l$	$\Sigma \zeta$	$\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta$	A	S	Δt в °C	G в сотнях кг/ч	H в кг/м²	ν в м/сек	Данные пересчета			
														G в кг/ч	H в кг/м²	Δt в °C	ν в м/сек
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Стр. 1	7 600	23,1	$\frac{3}{4} < \frac{1}{2}$	1,9	43,9	110,9	154,8	0,325	50,31	30	2,53	319	0,2	242	292	31,4	0,19
	3 300	22,2	$\frac{1}{2} < \frac{1}{2}$	2,85	63,3	76,2	139,5	1,07	149,3	22,2	1,47	319	0,22	140	292	23,6	0,208
	10 900	6	1	1,4	8,4	1	9,4	0,125	1,18	—	4	18,9	0,2	382	17,3	—	0,19
	10 900	6	1	1,4	8,4	1	9,4	0,125	1,18	—	4	18,9	0,2	382	17,3	—	0,19
Стр. 3	4 000	22,8	$\frac{1}{2} < \frac{1}{2}$	2,85	65	62,4	127,4	1,07	136,32	24,5	1,62	356,8	0,24	155	326,6	25,8	0,228
	14 900	4,5	1	1,4	6,3	1	7,3	0,125	0,912	—	5,62	28,8	0,28	537	26,4	—	0,267
	14 900	4,5	1	1,4	6,3	1	7,3	0,125	0,912	—	5,62	28,8	0,28	537	26,4	—	0,267
	7 400	12,6	$\frac{3}{4} < \frac{1}{2}$	1,9	24	107,4	131,4	0,325	42,7	23,5	3,11	414,4	0,25	298	379,4	24,8	0,232
Стр. 4	22 300	6,5	$\frac{1}{4}$	0,97	6,3	1	7,3	0,0405	0,296	—	8,73	22,6	0,25	835	20,7	—	0,238
	22 300	6,5	$\frac{1}{4}$	0,97	6,3	1	7,3	0,0405	0,296	—	8,73	22,6	0,25	835	20,7	—	0,238
	4 000	22,8	$\frac{1}{2} < \frac{1}{2}$	2,85	65	62,4	127,4	1,07	136,3	21,9	1,84	459,6	0,26	176	420,8	22,7	0,247
	26 300	4	$\frac{1}{2}$	0,8	3,2	1	4,2	0,0235	0,0985	—	10,57	11,3	0,23	1011	10,3	—	0,22
Стр. 6	26 300	4	$\frac{1}{2}$	0,8	3,2	1	4,2	0,0235	0,0985	—	10,57	11,3	0,23	1011	10,3	—	0,22
	7 000	12,6	$\frac{3}{4} < \frac{1}{2}$	1,9	24	107,4	131,4	0,325	42,7	22,1	3,36	482,2	0,26	321	441,4	21,8	0,219
	33 300	3	$\frac{1}{2}$	0,8	2,4	14,3	16,7	0,0235	0,392	—	13,93	76	0,3	1332	69,5	25	0,286
	33 300	3	$\frac{1}{2}$	0,8	2,4	13	15,4	0,0235	0,362	—	13,93	70,2	0,3	1332	64,3	25	0,286
												628,4	—	—	575,2	—	—

Примечание В графе 4 приведены диаметры стояков и подводок.

Разделив тепловую нагрузку (графа 2) на взятый расход воды, получим температурный перепад в стояке, равный 22,2°C.

Стояк 3. Располагаемый напор равен потерям давления в стояке 1 плюс потери давления в магистральных участках 7 и 8, заключенных между стояками 2 и 3, т. е.

$$H_p = 319 - 18,9 \cdot 2 = 356,8 \text{ кг/м}^2.$$

Графы 2 – 10 заполняем как обычно. Зная величину H_p (графа 13) и постоянную сопротивления (графа 10), находим расход воды. Путем деления тепловой нагрузки на расход воды определяем Δt стояка. В такой же последовательности производим расчет остальных стояков и участков магистрали. Так как правая ветвь аналогична левой, рассчитывать ее не нужно.

Расход воды в ветви (графа 12) $G = 1393 \text{ кг/ч}$.

Общий температурный перепад в ветви

$$\Delta t = \frac{45000}{1393} = 23,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Чтобы получить нормальный температурный перепад в ветви 25°C, умножаем расходы воды, взятые из графы 12, на коэффициент $\frac{23,9}{25} = 0,956$ и результат записываем в графу 15. Новые температурные перепады (графа 17) получаем путем деления тепловых нагрузок (графа 2) на окончательные расходы воды (графа 15) или умножения данных графы 11 на коэффициент $\frac{25}{23,9} = 1,05$. Исправленные значения H (графа 16) находим по формуле $H = SG^2$. Постоянную сопротивления берем из графы 10, а расходы воды — из графы 15. H можно получить иначе, умножая значения S на 0,956² (0,914).

Пример 36. На рис. 31 изображена схема системы отопления, ветви которой рассчитаны по методу переменных перепадов температур

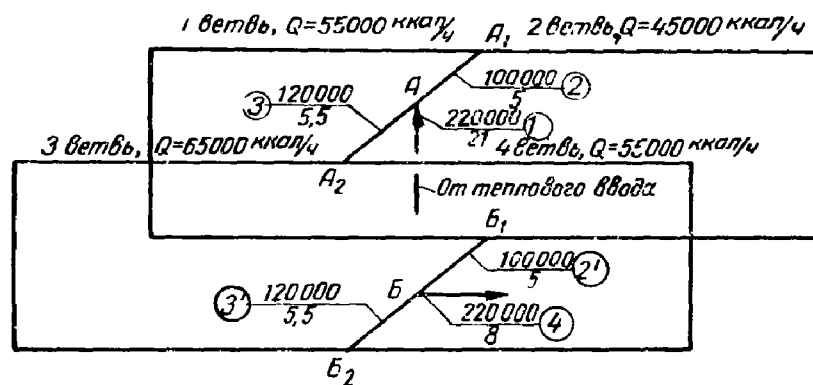


Рис. 31

В результате расчета получены следующие расходы воды и потери давления в ветвях (табл. 28).

Таблица 2					
Ветвь	G в кг/ч	H в кг/м ²	Ветвь	G в кг/ч	H в кг/м ²
1-я	2310	610	3-я	2760	780
2-я	2000	540	4-я	2500	650

Увязать потери давления и пересчитать расходы воды в ветвях, чтобы общий температурный перепад на вводе системы составлял 25°C .

Решение. Необходимо выравнивать потери давления в ветвях. Ветви 1-я и 2-я. Примем за эталон 1-ю ветвь. Чтобы получить одинаковые потери давления в ветвях, необходимо увеличить расход воды во 2-й ветви пропорционально квадратному корню из величины $\frac{H_1}{H_2}$

$$G_2^I = G_2 \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} = 2000 \sqrt{\frac{610}{550}} = 2110 \text{ кг/ч.}$$

Расход воды на участках 2 и 2': $2310 + 2110 = 4420 \text{ кг/ч}$. Определяем потери давления на участках 2 и 2'. Пользуясь номограммой для расчета водяных сетей, получим $d = 2\frac{1}{2}''$, $R = 2,2 \text{ кг/м}^2$, $h_{\text{тр}} = 6,11 \text{ кг/м}^2$, $v = 0,35 \text{ м/сек}$.

Местные сопротивления: два противоточных тройника при делении и слиянии потоков $\Sigma \zeta = 6,3 + 5 = 11,3$.

Потери давления на участках 2 и 2'

$$\Sigma(Rl + Z) = 2,2 \cdot 10 + 11,3 \cdot 6,11 = 91 \text{ кг/м}^2.$$

Потери давления в ветвях и общих участках

$$H_1 = 610 + 91 = 701 \text{ кг/м}^2.$$

Выравниваем давления в 3-й и 4-й ветвях, приняв за эталон потерю давления в 4-й ветви.

Тогда расход воды в 3-й ветви будет составлять

$$G_3 = G_4 \sqrt{\frac{H_4}{H_3}} = 2760 \sqrt{\frac{650}{580}} = 2530 \text{ кг/ч.}$$

Расход воды на общих участках 3 и 3'

$$2500 + 2530 = 5030 \text{ кг/ч.}$$

Определяем потери давления на этих участках:

$$d = 2\frac{5}{8} \text{ мм}, R = 2,5 \text{ кг/м}^2, v = 0,37 \text{ м/сек},$$

$$h_{\text{тр}} = 6,82 \text{ кг/м}^2,$$

$$\Sigma(Rl + Z)_{3,3'} = 2,5 \cdot 11 + 11,3 \cdot 6,82 = 104,5 \text{ кг/м}^2.$$

Потери давления в 3-й и 4-й ветвях и общих участках

$$H_2 = 650 + 104,5 = 754,5 \text{ кг/м}^2.$$

Выравниваем потери давления в полукольцах А, А₁, Б₁, Б и А, А₂, Б₂, Б, приняв за эталон потери давления во втором полукольце.

Тогда расход воды в первом полукольце

$$G = 4420 \sqrt{\frac{754,5}{701}} = 4590 \text{ кг/ч.}$$

Расходы воды в ветвях изменяются прямо пропорционально изменению расхода воды в полукольце, при этом равенство потерь давления в них не нарушается. Действительно, если расходы в каждой ветви увеличатся в 1,5 раза, то потери давления возрастут одинаково в $1,5^2 = 2,25$ раза.

Расход воды в ветвях:

$$1\text{-я ветвь } G_1 = 2310 \sqrt{\frac{4590}{4420}} = 2400 \text{ кг/ч};$$

$$2\text{-я } \gg G_2 = 4590 \sqrt{\frac{2400}{4420}} = 2190 \gg.$$

Общий расход воды в системе

$$G = 5030 + 4590 = 9620 \text{ кг/ч}$$

Температурный перепад в системе

$$\Delta t = \frac{220\,000}{9620} = 22,9^\circ\text{C}.$$

Чтобы получить температурный перепад 25°C , нужно к расходу воды в системе ввести поправочный множитель $\frac{22,9}{25} = 0,913$.

С учетом этого поправочного множителя получим новые расходы воды:

$$\begin{array}{ll} \text{1-я ветвь} & 2400 \cdot 0,913 = 2189 \text{ кг/ч} \\ \text{2-я} \quad \gg & 2190 \cdot 0,913 = 2000 \quad \gg \\ & \hline & \Sigma G = 4189 \text{ кг/ч} \\ \text{3-я} \quad \gg & 2530 \cdot 0,913 = 2310 \text{ кг/ч} \\ \text{4-я} \quad \gg & 2500 \cdot 0,913 = 2282 \quad \gg \\ & \hline & \Sigma G = 4592 \text{ кг/ч} \end{array}$$

Окончательные потери давления в ветвях:

$$\text{1-й и 2-й } H_1 = \left(\frac{2189}{2310} \right)^2 610 \approx \left(\frac{2000}{2000} \right)^2 550 = 550 \text{ кг/м}^2;$$

$$\text{3-й и 4-й } H_3 = \left(\frac{2310}{2760} \right)^2 780 \approx \left(\frac{2282}{2500} \right)^2 650 = 545 \quad \gg$$

Потери давления в общих участках:

$$\text{участки 2, 2', } H_2 = \left(\frac{4189}{4420} \right)^2 91 = 82 \text{ кг/м}^2;$$

$$\gg \quad \text{3, 3', } H_4 = \left(\frac{4592}{5030} \right)^2 104,5 = 87 \quad \gg.$$

Общие потери давления в системе составляют

$$H_{\text{общ}} = H_1 + H_2 = H_3 + H_4 = 632 \text{ кг/м}^2.$$

Незначительная погрешность в значениях H_1 , H_2 , H_3 и H_4 объясняется неточностью подсчета на логарифмической линейке и округлением расхода воды до десятков килограммов.

Чтобы получить новые расходы воды на участках ветвей, нужно к расходам, определенным гидравлическим расчетом, ввести следующие поправочные множители:

$$\text{1-я ветвь } \frac{2189}{2310} = 0,947; \quad \text{2-я ветвь } \frac{2000}{2000} = 1;$$

$$\text{3-я} \quad \gg \quad \frac{2310}{2760} = 0,836; \quad \text{4-я} \quad \gg \quad \frac{2282}{2500} = 0,91.$$

Зная новые расходы воды на участках ветвей, определяем в них окончательные потери давления по формуле $H = SG^2$.

Значение S берется из расчетной таблицы. Для нахождения окончательных температурных перепадов Δt в стояках необходимо их тепловые нагрузки поделить на исправленные расходы воды.

Пример 37. Рассчитать по методу переменных перепадов температур ветвь системы отопления, изображенную на рис. 23.

Решение. Стояк 1. Принимаем диаметр стояка равным $3/4''$, замыкающих участков — $1/2''$; температурный перепад 30°C . Относим сопротивление замыкающих участков к стояку. Нужно отметить, что потери давления в замыкающих участках мало изменяются при изменении расходов воды. Это обстоятельство практически почти не скажется на результатах расчета больших циркуляционных колен, и поэтому мы будем условно считать, что изменение потерь давления в замыкающих участках подчинено квадратичному закону.

Усредненный коэффициент затекания в замыкающие участки из графика на рис. 16 $\alpha_3=0,4$. Сумма коэффициентов местных сопротивлений крестовин на $\frac{1}{2}$ проходе $\Sigma \zeta=8,66$; $\frac{\lambda}{d} = 2,85$; $\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta = 2,85 \times 0,5 + 8,66 = 10,08$.

Скорости движения воды в стояке и замыкающих участках различны, поэтому, чтобы весь стояк можно было принять за один расчетный участок, будем приводить коэффициенты линейных и местных сопротивлений замыкающих участков к скорости движения воды в стояке.

Для узла $\frac{3}{4} \times \frac{1}{2}$ по методике, изложенной в примере 34, находим

$$0,4^2 A_2 \left(\frac{\lambda_2}{d_2} l_2 + \Sigma \zeta \right) = A_1 x,$$

откуда

$$x = \frac{0,16 \cdot 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot 10,08}{0,325 \cdot 10^{-4}} = 5,3.$$

Для трех замыкающих участков

$$x = 5,3 \cdot 3 = 15,9.$$

Местные сопротивления в стояке: два тройника на проходе $\zeta=1 \cdot 2=2$; два вентиля $\zeta=10 \cdot 2=20$; три отвода $\zeta=1,5 \cdot 3=4,5$; утка (отступ) $\zeta=1,5$; воздухоотборник $\zeta=1,5$; спускные тройники $\zeta=0,7 \times 2=1,4$; $\Sigma \zeta=30,9$.

Общая сумма коэффициентов местных и линейных сопротивлений

$$\Sigma \zeta_{прив} = 15,9 + 30,9 = 46,8.$$

Длина стояка и примыкающих к нему участков магистрали без учета замыкающих участков

$$l = 11,4 + 2,8 \cdot 2 + 7,8 = 24,8.$$

Стояк 2. Диаметр стояка и подводок составляет $\frac{1}{2}$ ". Усредненный коэффициент затекания в замыкающие участки из графика на рис. 16 $\alpha_3=0,7$. Сумма коэффициентов местных сопротивлений двух тройников на проход в замыкающем участке $\zeta=2$, для трех этажей $\Sigma \zeta=6$.

$$\frac{\lambda}{d} l = 2,85 \cdot 0,5 \cdot 3 = 4,27; \quad \frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta = 4,27 + 6 = 10,27.$$

$$x = \frac{0,7^2 \cdot 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot 10,27}{1,07 \cdot 10^{-4}} = 5.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений стояка: два тройника на повороте $\zeta=1,5 \cdot 2=3$; два вентиля $\zeta=16 \cdot 2=32$; отвод и утка $\zeta=1,5 \cdot 2=3$; спускные тройники $\zeta=0,7 \times 2=1,4$; $\Sigma \zeta=39,4$.

Общая сумма коэффициентов местных и линейных сопротивлений

$$\Sigma \zeta_{прив} = 5 + 39,4 = 44,4.$$

Длина стояка без замыкающих участков

$$l = 4,3 + 2,8 \cdot 2 + 0,8 = 10,7 \text{ м.}$$

Стояк 3. Принимаем диаметр стояка равным $\frac{3}{4}$ ", замыкающих участков — $\frac{1}{2}$ ". Усредненный коэффициент затекания в замыкающие участки из графика рис. 16 $\alpha_3=0,38$. Сумма коэффициентов местных сопротивлений двух крестовин на проход в замыкающем участке

$$\Sigma \zeta = 11,33; \quad \frac{\lambda}{d} = 2,85.$$

Для одного замыкающего участка

$$\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta = 2,85 \cdot 0,5 + 11,33 = 12,75;$$

$$\chi = \frac{0,38^2 \cdot 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot 12,75}{0,325 \cdot 10^{-4}} = 6.$$

Для трех замыкающих участков $\xi = 6 \cdot 3 = 18$. Сумма коэффициентов местных и линейных сопротивлений $\Sigma \zeta_{\text{прив}} = 57,4$. Длина стояка без замыкающих участков составляет 10,7 м.

Стояки 4–8. Значения χ и $\Sigma \zeta$ этих стояков те же самые, что для стояка 3, так как они имеют одинаковые схемы и тепловые нагрузки. Все данные расчета ветви отопления сведены в табл. 29. Общий расход воды в ветви составляет 2453 кг/ч. Температурный перепад $\Delta t = \frac{50,020}{2453} = 20,39 < 25^\circ$

Приемы перерасчета температурных перепадов, расходов воды и потерь давления в стояках, магистральных участках, ветвях и в системе приведены в предыдущих примерах.

Пример 38. Рассчитать ветвь однотрубной системы отопления с нижней разводкой и односторонним присоединением отопительных приборов к стоякам (рис. 32). Теплотери подсчитаны при $t_n = -30^\circ\text{C}$. Параметры воды в системе: $t_r = 95, t_n = 70^\circ\text{C}$.

Решение. На рис. 32 изображен план I этажа правого крыла пятиэтажного 80-квартирного жилого дома с подвалом. Высота этажей в чистоте 2,5 м. Балконы отсутствуют. В качестве отопительных приборов приняты радиаторы М-140. Ванные комнаты отапливаются регистрами. Разводка магистралей — под окнами подвала.

I-й вариант плана и схемы отопления представляет собой комбинацию вертикальных и горизонтальных участков стояков. Для стояков, прокладываемых в кухнях и ванных комнатах, принята проточная схема. Такая же схема может быть принята для стояков, размещаемых в наружных углах жилых комнат. Наличие вторых стояков с перемычками обеспечивает возможность регулировки температуры в помещениях.

Все остальные стояки — со смещенными замыкающими участками. Длина подводок стандартная — 35 см.

Особенность 2-го варианта схемы отопления — отсутствие горизонтальных участков стояков, кроме угловых комнат. Но если углы наружных стен выполнить со скосами, заполнив их малотеплопроводным материалом, то и в этих комнатах можно принять схему стояков без горизонтальных участков (см. рис. 32, вариант стояка 3—2).

Заготовка элементов и монтаж систем проще во 2-м варианте. Поэтому ему следует отдать предпочтение. С целью экономии поверхности нагрева приборов подъемные стояки прокладываются в помещениях с меньшими, а опускные — с большими теплотерями.

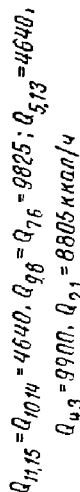
Рассмотрим особенности расчета однотрубной системы с нижней разводкой. Ради уменьшения количества типоразмеров все стояки и подводки к приборам принимаем двух диаметров $1/2$ и $3/4$ ", а замыкающие участки $1/2$ ". Чтобы обеспечить лучшую увязку потерь давления в стояках, необходимо стремиться к уменьшению сопротивления магистральных участков трубопроводов. Это можно сделать за счет некоторого увеличения их диаметра.

Стояк 1—16. Диаметр стояка $3/4$ "

Коэффициент местного сопротивления межрадиаторного узла $1/4 \times 1/2 \times 3/4$ " со смещенным замыкающим участком, приведенный к ди-

Таблица 5

№ участка	Q в ккал/ч	l в м	d в дюймах	$\frac{\lambda}{d}$	d	-l d	A	S	Δt в °C	G в кг/ч	H _в в Г/л	z м.	Данные пересчета			
													G в кг/ч	Δt в °C	H в кГ/кг	v _в в м/сек
													15	16	17	18
Ст. 1	7 420	24,8	3/4	1,9	47,2	40,8	0,325	30,4	30		186	0,2	201	37	125	0,17
" 2	3 630	10,7	1/2	2,85	30,5	44,4	1,07	79	23,6	1,4	186	0,25	126	28,8	125	0,18
" 9	11 050	3,4	1	1,1	4,76	1	0,125	0,72	—	0,01	11,5	0,2	327	—	7,7	0,17
" 17	11 050	3,4	1	1,1	4,76	1	0,125	0,72	—	4,01	11,5	0,2	327	—	7,7	0,17
Ст. 3	6 495	10,7	3/4	1,9	20,4	57,4	0,325	25,3	22,5	2	209	0,23	235	27,7	140,4	0,18
" 8	17 545	7	1 1/4	0,97	6,79	1	0,0405	0,315	—	6,89	15	0,2	562	—	9,9	0,18
" 18	17 545	7	1 1/4	0,97	6,79	1	0,0405	0,315	—	6,89	15	0,2	562	—	9,9	0,18
Ст. 4	6 495	10,7	3/4	1,9	20,4	57,4	0,325	25,3	21,1	4,08	239	0,25	251	25,9	160,2	0,2
" 7	24 040	7	1 1/2	0,8	5,6	1	0,0255	0,155	—	9,97	15,4	0,22	813	—	10,25	0,175
" 19	24 040	7	1 1/2	0,8	5,6	1	0,0255	0,155	—	9,97	15,4	0,22	813	—	10,25	0,175
Ст. 5	6 495	10,7	3/4	1,9	20,4	57,4	0,325	25,3	19,8	3,27	209,8	0,27	267	25,3	180,7	0,21
" 6	30 535	7	1 1/2	0,8	5,6	1	0,0255	0,155	—	13,24	27,1	0,29	1 080	1	18,1	0,23
" 20	30 535	7	1 1/2	0,8	5,6	1	0,0255	0,155	—	13,24	27,1	0,29	1 080	—	18,1	0,23
Ст. 6	6 495	10,7	3/4	1,9	20,4	57,4	0,325	25,3	18,1	3,59	24	0,29	293	22,2	216,9	0,23
" 5	37 030	11,7	2	0,58	6,8	3	0,0084	0,00832	—	16,83	23,6	0,22	1 373	—	15,7	0,18
" 21	37 030	7	2	0,58	4,06	1	0,0084	0,0425	—	16,83	12	0,22	1 373	—	8	0,18
Ст. 7	6 495	10,7	3/4	1,9	20,4	57,4	0,325	25,3	17,2	3,77	359,6	0,3	307	21,2	240,6	0,18
" 4	43 525	7	2	0,58	4,06	1	0,0084	0,0425	—	20,6	18	0,26	1 680	—	12	0,21
" 22	43 525	7	2	0,58	4,06	1	0,0084	0,0425	—	20,6	18	0,26	1 680	—	12	0,21
Ст. 8	6 495	10,7	3/4	1,9	20,4	57,4	0,325	25,3	16,6	3,93	395,6	0,31	321	20,3	264,6	0,26
" 3	50 020	5	2	0,58	2,9	6,8	0,0084	0,0815	—	24,53	19,1	0,32	2 001	—	32,6	0,25
" 23	50 020	5	2	0,58	2,9	5,5	0,0084	0,0705	—	24,53	42,3	0,32	2 001	—	28,2	0,25
											487	—	—	—	325,4	—



наимическому давлению в стояке, $\zeta=6,4$, а при наличии уток — 8,4. В эти значения ζ входит и сопротивление двух отводов.

В нашем примере при установке приборов в нишах подводки делаются напрямую. Общее число межрадиаторных узлов 10, причем два верхних узла имеют только по одному отводу, поэтому их $\zeta=6,4-1,5=4,9$.

Кроме межрадиаторных узлов необходимо учесть две утки, установленные в местах перехода стояков в подвал в связи с утолщением стен:

$$\Sigma \zeta = 6,4 \cdot 8 + 4,9 \cdot 2 + 1,5 \cdot 2 = 64.$$

Участки 8,9 ($d=1\frac{1}{4}$ ").

Отводы $\zeta=1,5 \cdot 4=6$; пробочные краны $\zeta=2 \cdot 2=4$; тройники спускные $\zeta=0,7 \cdot 2=1,4$; тройники на проходе $\zeta=1 \cdot 2=2$; $\Sigma \zeta=13,4$.

Общие потери давления в стояке 1—16 и на участках 8, 9 $H=578,7$ кг/м². Чтобы получить расчетное давление, необходимо из H вычесть 50% H_e . Но так как величина H_e у всех стояков почти одна и та же, условимся ее учитывать в конце расчета при подборе диаметра горловины элеватора.

Стояк 2—3. Расчет ведем в двух вариантах: по 1-му — подъемный (угловой) стояк конструируется по проточной схеме, по 2-му — оба стояка с замыкающими участками (см. табл. 30).

Принимаем все узлы стояка $\frac{3}{4} \times \frac{1}{2} \times \frac{3}{4}$ ".

Таблица 30

Наименование элементов стояка 2—3	Величина ζ при вариантах	
	1-м	2-м
Вертикальные межрадиаторные узлы	6,4·4=25,6	6,4·8=51,2
Горизонтальные " "	6,3·1=6,3	6,3·2=12,6
Отводы	1,5·12=18	1,5·2=3
Отопительные приборы	2·5=10	—
Утки	1,5·2=3	1,5·2=3
Тройники спускные на проходе	0,7·2=1,4	0,7·2=1,4
" на повороте . . .	1,5·2=3	1,5·2=3
Краны проходные	2·2=4	2·2=4
Скоба на опускном стояке .	2	2
	$\Sigma \zeta = 73,3$	$\Sigma \zeta = 80,2$

Расчет остальных стояков и участков приводим в табл. 32 без пояснений. Стояки 5—4 и 11—10 приняты составными по сечению: подъемный и горизонтальный участки — диаметром $\frac{3}{4}$ ", опускной — $\frac{1}{2}$ ".

Благодаря малым потерям давления в подающей и обратной магистралях невязки получились незначительными (кроме стояков, обслуживающих ваннные комнаты). Для увеличения сопротивления этих стояков в качестве запорной арматуры приняты вентили. За счет избытка давления фактический расход воды при полностью открытых вентилях в стояках 13—12 и 15—14 будет не 116, а 156 кг/ч. Однако незначительное увеличение расхода воды в магистральных участках не скажется на результатах расчета. Во всех подъемных стояках с замыкающими участками расход воды больше минимального (см. § 14). Следовательно, опасность опрокидывания циркуляции воды в приборах этих стояков исключена.

Общие потери давления в циркуляционном кольце, проходящем через элеватор и стояки 1—16, $H=980$ мм вод. ст. Определим величину естественного давления H_e . Для этого требуется точный подсчет веса

столбов воды в опускном и подъемном стояках, как сделано в примере 22. Но такой расчет очень трудоемок, а достигаемая при этом точность не имеет практического значения в расчете насосных систем отопления. Можно ограничиться ориентировочным подсчетом H_e по средним температурам воды в подъемном и опускном стояках. Покажем, как это делается. Возьмем для примера стояки 1—16.

Температурный перепад в стояке 16 (без учета прибора V этажа)

$$\Delta t = \frac{\Sigma Q_{\text{пр7-10}}}{G_{\text{ст}}} = \frac{4425}{406} \approx 11^\circ\text{C}.$$

То же, в стояке 1 $\Delta t = 25 - 11 = 14^\circ\text{C}.$

Средние температуры воды:

$$\text{в стояке 16 } t_{\text{ср}} = 70 + \frac{11}{2} = 75,5^\circ\text{C};$$

$$\text{» » 1 } t_{\text{ср}} = 95 - \frac{14}{2} = 88^\circ\text{C}.$$

$$\gamma_{75,5} = 974,59; \gamma_{88} = 966,68 \text{ кг/м}^3.$$

Приняв, что центр смешения — элеватор находится на 2 м ниже нижних подводов приборов I этажа, получим ориентировочное значение

$$H_e = 13,7(974,59 - 966,68) = 108,4 \text{ кг/м}^2.$$

Точное значение $H_e = 122,28 \text{ кг/м}^2.$

Близкие к найденному значения H_e получим и для других стояков.

Требуемый напор элеватора

$$H_p = H - 0,5 H_e = 980 - 0,5 \cdot 108,4 = 925,8 \text{ кг/м}^2.$$

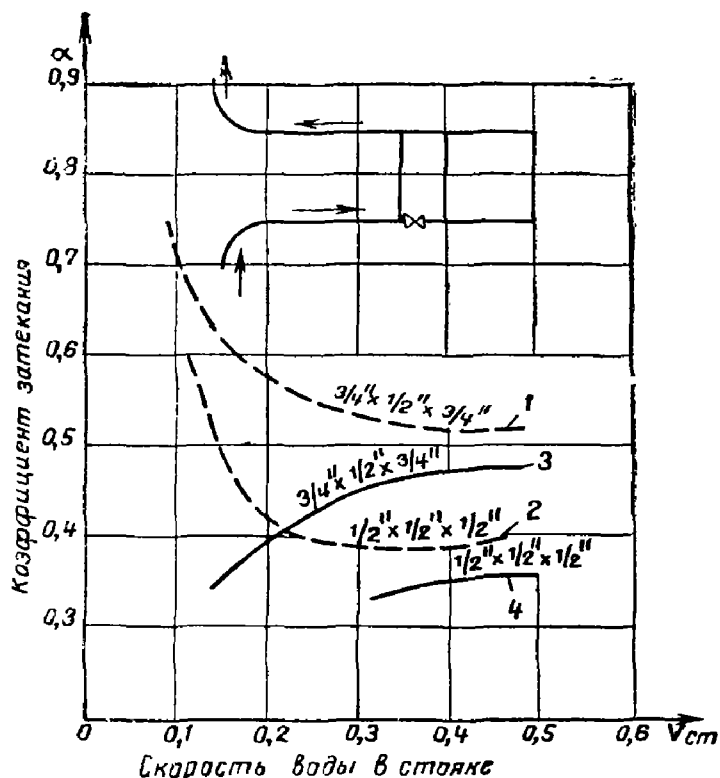


Рис. 33. Кривые коэффициентов затекания воды
1, 2 — при токе воды сверху вниз; 3, 4 — при токе воды
снизу вверх

В заключение подбираем поверхности нагрева приборов. В табл. 33 представлен сделанный по формуле (20) расчет приборов стояка 1—16 с замыкающими участками и проточного стояка 5—4. В графе 1 указаны номера приборов, в графе 2 — тепловые нагрузки согласно схеме отопления (рис. 32). Коэффициенты затекания α в приборы для стояка 1—16 определены по графику (рис. 33). Для проточного стояка 5—4 $\alpha=1$ и, следовательно, $G_{пр} = G_{ст}$. Начальная температура воды, входящей в приборы I этажа (графа 4), дана с учетом попутных потерь тепла изолированной разводящей магистралью в подвале (температура воздуха в подвале принята равной нулю). Температура воды $t_{вн}$, входящей в приборы любого этажа (графа 4), считая по ходу движения воды, определена по формуле

$$t_{вн} = t_{в1} - \frac{\sum Q_{прn-1}}{G_{ст}}$$

где n , 1 и $n-1$ — номера приборов.

Например, для прибора № 4

$$t_{в4} = 93 - \frac{1115 + 860 + 755}{406} = 86,3^{\circ}\text{C}.$$

Температурный перепад в приборах (графа 5)

$$\Delta t_{пр} = \frac{Q_{пр}}{G_{пр}},$$

$$\Delta t_r = t_{в} - \left(\frac{\Delta t_{пр}}{2} + t_{в} \right).$$

Значения $q_{экм}$, β , и β_1 взяты из приложений IV и VI.

$G_{отп}$ определяется по формуле

$$G_{отп} = \frac{q_{экм}}{17,4 \Delta t_{пр}}.$$

Окончательное значение поверхности нагрева приборов (графа 14) определено по формуле (20) с учетом полезной теплоотдачи трубопроводов $Q_{п}$.

Чтобы избежать трудоемкого подсчета $Q_{п}$, в табл. 31 даны готовые значения поверхностей полезной теплоотдачи труб $F_{тр}$, выраженные в экм.

Данная таблица относится к однотрубным системам с нижней разводкой и односторонними подводками длиной 0,35 м.

Таблица 31

Наименование элементов	Тип узла	F_{TO} в экм при диаметрах труб в дюймах									
		$1/2$			$3/4$			1			$1 1/4$
		Высота этажа в м									
		2,5	2,7	3	2,5	2,7	3	2,5	2,7	3	2,5
Стояки и под- водки	Проточ- ный со смещен- ными пе- ремыч- ками	0,23	0,25	0,26	0,29	0,31	0,33	0,34	0,36	0,38	—
Сцепки	—	0,26	0,27	0,29	0,29	0,3	0,32	0,32	0,34	0,3	— 0,4

Число секций в приборах подсчитано по формуле (23).

В табл. 33 показан расчет приборов для стояка 1—2 1-го варианта

Таблица 32

№ участка	Q в ккал/ч	G в кг/ч	l в м	d в дюйм	v в м/сек	R	Rl	$\Sigma \zeta$	H_D	Z	H	ΣH
						в кг/м²			в кг/м²			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

С т о я к 1—16

| 10 145 | 406 | 27,7 | $\frac{3}{4}$ | 0,31 | 9 | 249,3 | 64 | 4,8 | 307,2 | 556,5 | 556,5

Магистраль

8,9 | 10 145 | 406 | 20 | $1\frac{1}{4}$ | 0,112 | 0,7 | 14 | 13,4 | 0,61 | 8,2 | 22,2 | 578,7С т о я к 2—3. $H_p = 578,7 \text{ кг/м}^2$

1-й вариант

| 9 635 | 385 | 26,6 | $\frac{3}{4}$ | 0,3 | 8,5 | 226,1 | 73,3 | 4,5 | 329,9 | 556 |

Невязка 3,6 %

2-й вариант

| 9 635 | 385 | 25 | $\frac{3}{4}$ | 0,3 | 8,5 | 212,5 | 80,2 | 4,5 | 360,9 | 573,4 | —

Невязка 0%

Магистраль

7,10	19 780	791	10,8	$1\frac{1}{4}$	0,165	1,15	12,4	2	1,36	2,8	15,2	593,9
11	22 680	907	1,5	$1\frac{1}{2}$	0,191	1,5	2,3	1	1,83	1,8	4,1	598

С т о я к 5—4. $H_p = 598 \text{ кг/м}^2$

6 380	255	15	$\frac{3}{4}$	0,2	3,6	54	30,2	2	60,4	114,4	—
	255	13,6	$\frac{1}{2}$	0,38	20	272	33,2	7,2	239	511	—
										625,4	

Невязка 4,5%

Магистраль

6 | 26 160 | 1046 | 1,5 | 2 | 0,14 | 0,6 | 0,9 | 1 | 0,98 | 1 | 1,9 | 599,9

С т о я к 13—12. $H_p = 599,9 - 4,1 = 595,8 \text{ кг/м}^2$ | 2 900 | 116 | 41 | $1\frac{1}{2}$ | 0,17 | 4,5 | 184,5 | 101,4 | 1,45 | 147 | 331,5 | —

Избыток давления следует погасить вентилем или при расчете учитывать

фактический расход воды $G_{\text{ф}} = 116 \left| \frac{595,8}{331,5} = 156 \text{ кг/ч} \right|$ $\Delta G = 156 - 116 = 40 \text{ кг/ч}$

Магистраль

5,12 | 29 060 | 1162 | 9,7 | 2 | 0,15 | 0,75 | 7,3 | 2 | 1,13 | 2,3 | 9,6 | 609,5

С т о я к 7—6. $H_p = 609,5 \text{ кг/м}^2$ | 9 825 | 393 | 25 | $\frac{3}{4}$ | 0,305 | 8,6 | 215 | 80,2 | 4,7 | 376,9 | 591,9 | —

Невязка 2,9%

Магистраль

4,13 | 38 885 | 1515 | 11,8 | 2 | 0,192 | 1,1 | 13 | 2 | 1,85 | 3,7 | 16,7 | 626,2

С т о я к 8—9. $H_p = 626,2 \text{ кг/м}^2$

Потери давления те же, что в стояке 7—6. Невязка 5,5%

Магистраль

3,14	48 710	1948	11,2	2	0,248	1,76	19,7	2	3,05	6,1	25,8	652
15	51 610	2064	1	2	0,262	1,96	2	1	3,45	3,5	5,5	657,5

С т о я к 11—10. $H_p = 657,5 \text{ кг/м}^2$

Потери давления те же, что в стояке 5—4. Невязка 4,9%

Магистраль

2	55 090	2204	1,2	2	0,255	1,85	2,2	1	3,3	3,3	5,5	663
1,16	57 990	2320	9,4	2	0,295	2,48	23,4	11,3	4,4	49,7	73,1	736,1

Таблица 33

№ прибора	$Q_{пр}$ в кг/ч	$G_{пр}$ в кг/ч	t_H	$\Delta t_{пр}$	t_B	Δt_T	$q_{экм}$	$G_{отн}$	β_0	β_1	$F_{экм}$ (прельвар- тельная)	$F_{тр}$	$F_{экм}$ (оконча- тельная)	$t_{экм}$	β	n
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

Стояк 1—16. $G_{ст}=406$ кг/ч; $v_{ст}=0,31$ м/сек; $\alpha_{1-6}=0,45$; $G_{пр}=\alpha \cdot G_{ст}$

Подъемный участок

1	1115	183	93	6	18	72	381	3,6	1,1	1	2,66	0,29	2,37	0,31	1	8
2	860	183	90,2	4,7	18	69,8	370	4,5	1,12	1	2,08	0,29	1,79	0,31	1	6
3	755	183	88,1	4,1	18	68	357	5	1,13	1	1,87	0,29	1,58	0,31	0,95	5
4	755	183	86,3	4,1	18	66,2	347	5	1,13	1	1,93	0,29	1,64	0,31	0,95	5
5	945	183	84,4	5,2	18	63,8	331	3,7	1,1	1,04	2,7	0,29	2,61	0,31	1,02	8

Опускной участок. $\alpha_{6-10}=0,53$; $G_{пр}=\alpha G_{ст}$

6	1290	215	82,1	6	18	61,1	405	3,9	1,04	1,05	3,22	0,29	2,93	0,31	1,02	10
7	960	215	78,9	4,5	18	58,6	381	4,9	1,05	1,07	2,57	0,29	2,28	0,31	1	7
8	960	215	76,6	4,5	18	56,1	362	4,6	1,04	1,08	2,75	0,29	2,46	0,31	1	8
9	1040	215	74,1	4,8	18	53,7	338	4,1	1,04	1,1	3,25	0,29	2,96	0,31	1,02	10
10	1465	215	71,6	6,8	18	50,2	312	2,6	1,02	1,1	5,06	0,29	4,77	0,31	1,05	16

Стояк [5—4. $G_{ст}$ $G_{пр}$ 255 кг/ч

Подъемный участок

1	820	255	94	3,2	15	77,4	403	7,2	1,18	1	1,72	0,29	1,4	0,31	0,95	4
2	585	255	90,8	2,3	15	74,6	397	10	1,18	1	1,25	0,29	0,96	0,31	0,95	3
3	535	255	88,5	2,1	15	72,4	383	10,5	1,18	1	1,18	0,29	0,89	0,31	0,95	3
4	535	255	86,4	2,1	15	70,3	372	10,2	1,18	1	1,22	0,29	0,93	0,31	0,95	3
5	715	255	84,3	2,8	15	67,9	357	7,3	1,18	1,04	1,76	0,29	1,54	0,31	0,95	5

Опускной участок

6	715	255	81,5	2,8	15	65,1	445	9,2	1,06	1,05	1,59	0,26	1,33	0,31	0,95	4
7	535	255	78,7	2,1	15	62,6	420	11,5	1,06	1,07	1,29	0,26	1,03	0,31	0,95	3
8	535	255	76,6	2,1	15	60,5	400	11	1,06	1,08	1,36	0,26	1,1	0,31	0,95	3
9	585	255	74,5	2,3	15	58,3	378	9,5	1,06	1,1	1,61	0,26	1,35	0,31	0,95	4
10	820	255	72,2	3,2	15	55,6	356	6,4	1,055	1,1	2,4	0,26	2,14	0,31	1	7

Стояк 1—2

Подъемный участок $G_{пр}=G_{ст}$

1	1100	352	93	3,1	18	73,4	390	7,2	1,18	1	2,39	0,29	2,1	0,31	1	7
2	820	352	89,9	2,3	18	70,9	375	9,4	1,18	1	1,85	0,29	1,56	0,31	0,95	5
3	755	352	87,6	2,1	18	68,5	360	10	1,18	1	1,78	0,29	1,49	0,31	0,95	5
4	755	352	85,5	2,1	18	66,4	349	9,5	1,18	1	1,84	0,29	1,55	0,31	0,95	5
5	945	352	83,4	2,8	18	64	386	7,9	1,21	1,04	2,1	0,29	1,81	0,31	1	6

Опускной участок. $\alpha_6=0,45$; $\alpha_{7-10}=0,54$; $v_{ст}=0,27$ м/сек

6	945	158	80,6	6	18	59,6	357	3,4	1,13	1,05	2,46	0,29	2,17	0,31	1	7
7	755	190	77,9	4	18	55,9	360	5,2	1,05	1,07	2,14	0,29	1,85	0,31	1	6
8	755	190	75,8	4	18	53,8	340	4,9	1,05	1,08	2,28	0,29	1,99	0,31	1	6
9	860	190	73,6	4,5	18	51,3	319	4,1	1,04	1,1	2,86	0,29	2,56	0,31	1	8
10	1115	190	71,2	5,9	18	50,2	310	3	1,03	1,1	3,84	0,29	3,55	0,31	1,02	12

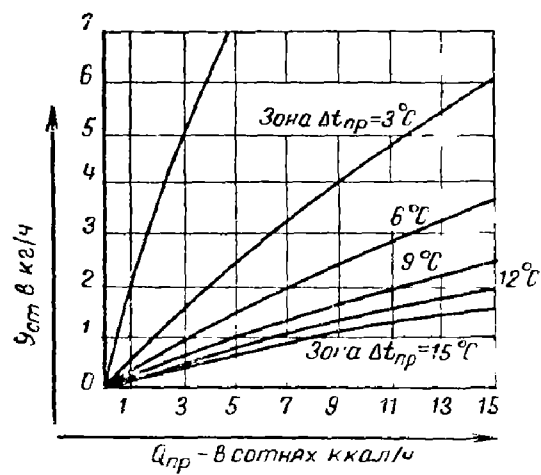


Рис. 34

схемы отопления. Расчетные перепады температуры воды в приборах для горизонтальных участков этого стояка определены по графику (рис. 34). Остальное не нуждается в пояснениях.

Глава V

ПАРОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

§ 16. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Давление пара в котле принимается в зависимости от назначения здания и радиуса действия системы.

При расчете систем с самотечным возвратом конденсата давление пара в котле определяется также предельно допустимым уровнем стояния конденсата в системе.

При повышенном давлении пара приходится прибегать к разомкнутой схеме с установкой конденсационного бака для сбора конденсата, гидравлических затворов и конденсатоотводчиков или подпорных шайб, чтобы избежать прорыва пара в конденсационный бак. В этом случае мы получаем так называемую закрытую систему.

При закрытой системе возникает необходимость в установке дополнительного оборудования (насоса и т. д.). Номограмма для расчета паропроводов низкого давления приведена в приложении VII.

Эта номограмма составлена д-ром техн. наук. Г. А. Максимовым для пара с объемным весом $\gamma = 0.634 \text{ кг/м}^3$, что соответствует давлению пара $0,1 \text{ кг/см}^2$. Ею пользуются при расчете паровых систем с диапазоном давлений от 0 до $0,7 \text{ кг/см}^2$, что не совсем правильно.

Дело в том, что объемный вес пара зависит от величины давления. При давлении $0,7 \text{ кг/см}^2$ $\gamma_{\text{пара}}$ в 1,5 раза больше, чем при давлении $0,1 \text{ кг/см}^2$. Это значит, что, рассчитывая по номограмме приложения VII паропровод с давлением $0,7 \text{ кг/см}^2$, мы получим в 1,5 раза завышенные потери давления и скорости пара.

Поэтому для получения более точных результатов правильнее было бы по этой номограмме рассчитывать паровые системы отопления на давление не выше $0,2 \text{ кг/см}^2$, а при большем давлении пара пользоваться методом расчета паропроводов высокого давления.

Коэффициенты местных сопротивлений ξ противоточных тройников при слиянии и делении потоков следует брать по данным б. ЦНИПС, коэффициенты остальных местных сопротивлений — из обычных таблиц. С целью предотвращения гидравлических ударов в системе при расчете не рекомендуется превышать максимальных пределов скоростей пара, приведенных в табл. 34.

При расчете открытых систем парового отопления не следует выходить из предельно допустимых невязок, которые установлены для водяных систем отопления. Если этого нельзя добиться, то избыток

Таблица 34

Условный диаметр трубы в дюймах	Максимальная скорость пара в м/сек	
	при попутном движении пара и конденсата	при встречном движении пара и конденсата
1/2	14	10
3/4	18	12
1	22	14
1 1/4	23	15
1 1/2	25	17
2 1/8	30	20
2 1/2 мм	30	20

давления пара приходится гасить дроссель-шайбами или вентилями на ответвлениях и подводках к приборам. Дроссельные шайбы подбираются по номограмме, изображенной на рис. 35. Толщина шайб 1,5—3 мм. Что касается закрытых систем, то для них нет необходи-

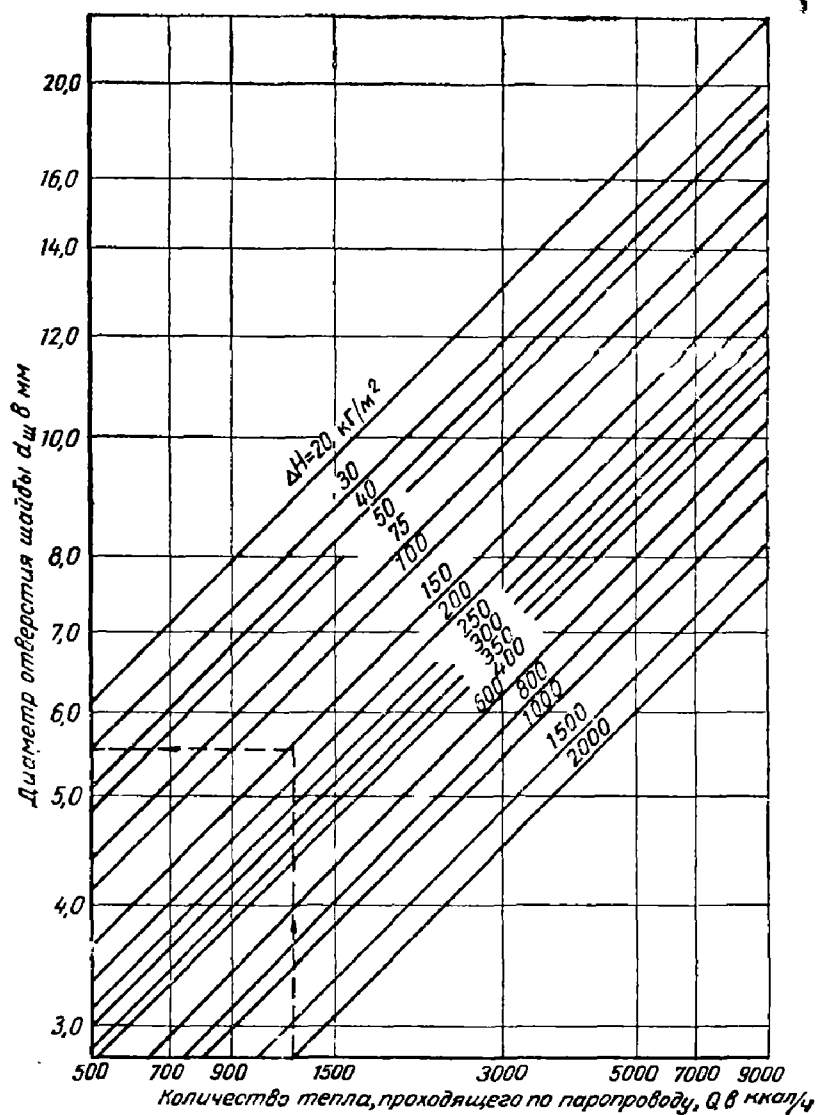


Рис. 35

мости добиваться тщательной увязки потерь давления в ветвях и ответвлениях. Важно лишь соблюдать условие, чтобы конденсат не заливал нижних нагревательных приборов. Диаметры конденсатопроводов подбираются по тепловым нагрузкам; таблицы для подбора приводятся в учебниках.

При расчете поверхности нагрева приборов паровых систем отопления пользуются формулой (20) в следующем виде ($\beta_0=1$, $\beta_1=1$):

$$F = \frac{Q_{\text{пр}}}{k(t_n - t_v)} \beta_2 \text{ м}^2,$$

где k — коэффициент теплопередачи заданного нагревательного прибора в $\text{ккал/м}^2\text{ч}^\circ\text{С}$;

t_n — температура пара.

При давлении пара $p \leq 0,7 \text{ кг/см}^2$ для нагревательных приборов М-140 и НМ-150 $k=8,9 \text{ ккал/м}^2\text{ч}^\circ\text{С}$.

Остальные обозначения даны в § 6.

Для определения теплоотдачи труб при подсчете поверхности нагрева приборов температуру паропроводов можно принимать равной 100°С , если давление пара до $0,2 \text{ кг/см}^2$, при более высоком давлении — равной температуре пара. Температуру конденсационных подводов и стояков в закрытых системах следует принимать равной 100°С . Что касается конденсационных подводов и стояков открытых систем отопления, то их теплоотдачу можно не учитывать.

§ 17. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Пример 39. На рис. 36 изображены две ветви системы парового отопления низкого давления в производственных мастерских двухэтажного здания с собственной котельной в подвале, оборудованной чугунными секционными котлами. Конденсат возвращается самотеком в котлы. Произвести гидравлический расчет ветвей системы с увязкой потерь давления с помощью диафрагм. Так как ниши отсутствуют, подводки к приборам предусматриваются с утками.

Решение. Схема отопления принята с сухим конденсатопроводом; выпуск воздуха из систем осуществляется в котельной через воздушную трубку $d=1/2''$. Прокладка разводящих паропроводов принята под потолком II этажа.

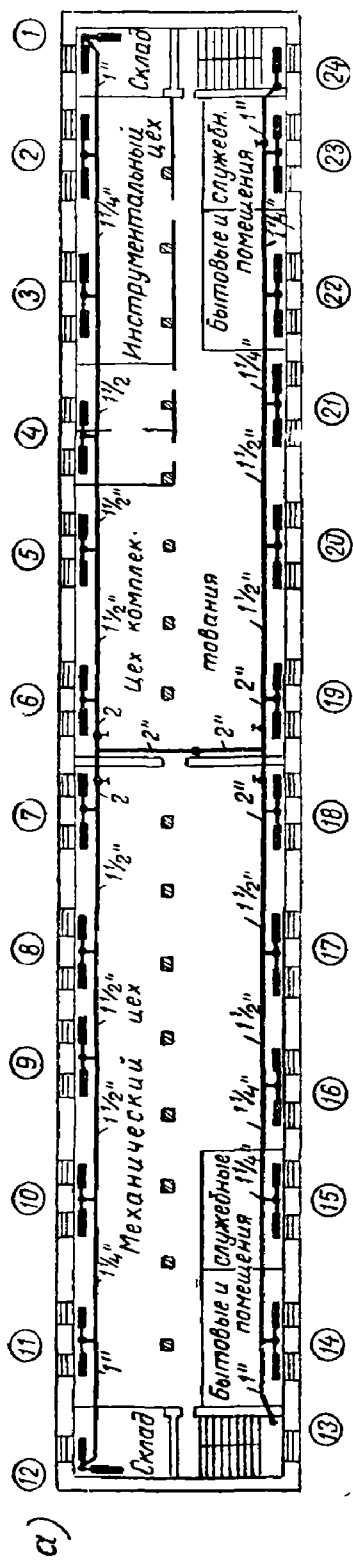
Конденсатопроводы прокладываются в подпольных каналах. На паровых подводках ко всем нагревательным приборам, кроме стояка 24 лестничной клетки, ставятся паровые вентили. На конденсационных подводках рекомендуется ставить контрольные тройники с пробками¹. Открывая пробки, можно проверить, сконденсировался ли пар в приборе; если не сконденсировался, то прикрывается вентиль на паровой подводке. На паровых стояках вентили не ставятся.

Расстояние от котла до наиболее удаленного прибора стояка 1 составляет 68,7 м. Принимаем давление пара в котле равным $0,1 \text{ кг/см}^2$, или 1000 кг/м^2 . Проверяем, нужно ли ставить компенсаторы на ветвях системы. Длина наиболее протяженной ветви 38,5 м. Температура пара 102°С .

Тепловое удлинение ветви по формуле (27)

$$\Delta = 0,012(102 - 5) 38,5 = 45 \text{ мм} < 50 \text{ мм}.$$

¹ Если избыток давления на всех паровых подводках полностью погашается дроссель-шайбами, то контрольные тройники не ставятся.



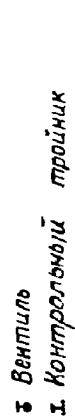


Рис. 36. Здание производственных мастерских
а — план II этажа; б — схема трубопроводов отопления

Постановки компенсаторов не требуется. Тепловую компенсацию трубопроводов обеспечивают повороты у конечных стояков системы. Чтобы избежать расстройств стыков паропроводов, в точках *a* и *b* необходимо поставить мертвые опоры. Переходим к гидравлическому расчету.

Чтобы обеспечить заполняемость приборов паром, принимается запас давления перед вентилями нагревательных приборов 150—200 кГ/м². Резервируя 35% от общего давления на местные сопротивления, получим среднюю ориентировочную удельную потерю давления на трение

$$R_{\text{ср. уд}} = \frac{(1000 - 150)(1 - 0,35)}{68,7} = 8,05 \text{ кГ/м}^2.$$

Расчет начинаем с самой протяженной ветви, проходящей через стояк *I*; вести его можно в любой последовательности (от прибора к котлу, и наоборот).

Рекомендуется назначать такие диаметры труб, чтобы на общих участках, ближайших к котлу, их удельное сопротивление было больше, чем $R_{\text{ср. уд}}$, а на участках, расположенных между стояками, по возможности меньше $R_{\text{ср. уд}}$.

Благодаря этому мы экономим в стоимости труб больших диаметров и обеспечиваем лучшую увязку потерь давления в стояках. Динамические напоры h_v определяем по шкале, находящейся на полях расчетной номограммы приложения VII. Сначала рассчитываем большие ветви, а затем паровые стояки и подводки к приборам.

Ход расчета ветвей виден из табл. 35, поэтому ограничимся подсчетом коэффициентов местных сопротивлений.

Расходы пара в ответвлениях у противоточных тройников всюду почти одинаковы; принимаем для тройников при делении потоков $\zeta = 6,3$, при слиянии $\zeta = 5$.

Ветвь 1-я, проходящая через стояк *I*.

Участок 1 ($d = 2''$).

Выход из паросборника (внезапное сужение) $\zeta = 0,5$.

Так как в тройнике на противотоке у паросборника движение пара одностороннее, по данным б. ЦНИПС, при $\frac{G_{\text{отв}}}{G_{\text{ств}}} = 1$ $\zeta = 2,3$; задвижка $\zeta = 0,5$; отвод $\zeta = 0,5$; тройник проходной $\zeta = 1$; $\Sigma \zeta = 4,8$.

Участок 2 ($d = 65 \text{ мм}$).

Два отвода $\zeta = 0,5 \cdot 2 = 1$.

Участок 3 ($d = 2''$).

Тройник на противотоке при делении потоков $\zeta = 6,3$.

Участок 4 ($d = 2''$).

Тройник на противотоке при делении потоков $\zeta = 6,3$; вентиль паровой $\zeta = 8$; $\Sigma \zeta = 14,3$.

Участки 5, 6, 7, 8.

Тройник проходной $\zeta = 1$.

Участок 9 ($d = 1''$).

Тройник проходной $\zeta = 1$; отвод $\zeta = 1$; $\Sigma \zeta = 2$.

Участок 10 ($d = 3/4''$).

Крестовина проходная $\zeta = 2$; скоба $\zeta = 2$; $\Sigma \zeta = 4$.

Участок 11 ($d = 1/2''$).

Тройник противоточный при делении потоков $\zeta = 6,3$; отвод $\zeta = 1,5$; утка $\zeta = 1,5$; $\Sigma \zeta = 9,3$.

Общие потери давления в ветви, проходящей через стояк *I*:

$$\Sigma (RI + Z) = 824,3 \text{ кГ/м}^2.$$

Таблица 35

№ пастка	Q в ккал/ч	l в м	d в дюймах	v в м/сек	R	Rl	$\frac{h_v}{v}$	$\Sigma \zeta$	Z	Rl+Z
					в кг/м²				в кг/м²	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

Ветвь 1-я через стояк 1. $H_p = 850 \text{ кг/м}^2$, $R_{\text{ср.уд}} = 8,05 \text{ кг/м}^2$

1	66 000	3,2	2	25,3	9,5	30,4	20	4,8	96	126,4
2	132 000	13,8	65 мм	19	8	110,4	25	1	25	135,4
3	68 000	5	2	26	10	50	22	6,3	138,6	188,6
4	35 600	3	2	15	3,2	9,6	7,4	14,3	105,8	115,4
5	29 800	7,5	1 1/2	19,2	7,3	54,7	10,2	1	10,2	64,9
6	21 000	6	1 1/2	16		30	8,5	1	8,5	38,5
7	19 100	7,5	1 1/2	13	3,3	24,8	5,4	1	5,4	30,2
8	13 300	7,5	1 1/4	11,5	3,1	23,2	4,4	1	4,4	27,6
9	7 500	10,4	1	11,5	4,5	46,8	4,4	2	8,8	55,6
10	3 400	8	3/4	8,4	3,4	13,6	2,3	4	9,2	22,8
11	1 600	0,8	1/2	7,2	3,9	3,1	1,7	9,3	15,8	18,9
		68,7	—	—	—	396,6	—	—	427,7	824,3

Ветвь 2-я через стояк 24. $H_p = 562,5 \text{ кг/м}^2$, $R_{\text{ср.уд}} = 7,3 \text{ кг/м}^2$

12	64 000	6	2	25	9	54	20	6,3	126	180
13	33 100	3	2	12,4	2,5	7,5	5	14,3	71,5	79
14	27 500	7,5	1 1/2	18,1	6,5	48,8	10,2	1	10,2	59
15	21 900	7,5	1 1/2	14,5	4,1	30,8	6,9	1	6,9	37,7
16	16 300	6	1 1/4	14,6	5	30	6,9	1	6,9	36,9
17	11 600	7,5	1 1/4	10	2,5	18,8	3,3	1	3,3	22,1
18	6 000	12,6	1	9	2,9	36,6	2,6	15,5	40,3	76,9
		50,1	—	—	—	196,5	—	—	265,1	491,6

Невязка 12,6%

Расчет стояков

Стояк 2. $H_p = 97,3 \text{ кг/м}^2$

20	5 800	3,2	3/4	14,1	9	28,8	6,2	1,5	9,3	38,1
21	2 600	4	1/2	12	9,4	37,6	4,7	5	23,5	61,1
22	1 300	1,4	1/2	5,8	2,6	3,8	1,1	7,8	8,6	12,4
		8,6	—	—	—	70,2	—	—	41,4	111,6

Невязка 11,7%

№ участка	Q в ккал/ч	l в м	d в дюймах	v в м/сек	R	RI	h_v	$\Sigma \zeta$	Z	RI+Z
					в кг/м²				в кг/м²	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

С т о я к 3. $H_p = 124,9 \text{ кг/м}^2$

Диаметры участков и потери давления те же, что в стояке 2

Невязка 10,6%

С т о я к 4. $H_p = 155,1 \text{ кг/м}^2$

26	4 900	3,2	3/4	12,1	6,5	20,8	5	1,5	7,5	28,3
27	2 200	4	1/2	9,5	6,4	25,6	2,9	5	14,5	40,1
28	1 300	1	1/2	5,8	2,6	2,6	1,1	7,8	8,6	11,2
		8,2				49			30,6	79,6

Избыток давления $\Delta H = 155,1 - 79,6 = 75,5 \text{ кг/м}^2$

Диаметр отверстия дроссельной шайбы $d = 12,5 \text{ мм}$

С т о я к 5. $H_p = 193,6 \text{ кг/м}^2$

Диаметры участков и потери давления те же, что в стояке 2

Избыток давления $\Delta H = 193,6 - 111,6 = 82 \text{ кг/м}^2$

Диаметр отверстия шайбы $d = 12,5 \text{ мм}$

С т о я к 6. $H_p = 258,5 \text{ кг/м}^2$

Диаметры участков и потери давления те же, что в стояке 2

Избыток давления $\Delta H = 258,5 - 111,6 = 146,9 \text{ кг/м}^2$

Диаметр отверстия шайбы $d = 11,5 \text{ мм}$

Расчет подводов к приборам

С т о я к 1. $H_{pII} = \Sigma (RI + Z)_{10,11} = 41,7 \text{ кг/м}^2$

II этаж	2 000	0,8	1/2	9	5,8	4,7	2,7	6	16,2	20,9
---------	-------	-----	-----	---	-----	-----	-----	---	------	------

Избыток давления $\Delta H = 41,7 - 20,9 = 20,8 \text{ кг/м}^2$ погашается вентилем или шайбой с диаметром отверстия $d = 11 \text{ мм}$

С т о я к 2. $H_{pII} = \Sigma (RI + Z)_{21,22} = 73,5 \text{ кг/м}^2$

II этаж	1 600	1,4	1/2	7,1	4	5,6	1,7	4,5	7,7	13
---------	-------	-----	-----	-----	---	-----	-----	-----	-----	----

Избыток давления $\Delta H = 73,5 - 13,3 = 60,2 \text{ кг/м}^2$ погашается вентилем или шайбой с диаметром отверстия $d = 8 \text{ мм}$

С т о я к и 3, 5, 6 — то же, что стояк 2

С т о я к 4. $H_{pII} = \Sigma (RI + Z)_{27,28} = 51,3 \text{ кг/м}^2$

II этаж	1 100	1	1/2	5	2	2	0,8	4,5	3,6	5,6
---------	-------	---	-----	---	---	---	-----	-----	-----	-----

Избыток давления $\Delta H = 51,3 - 5,6 = 45,7 \text{ кг/м}^2$ погашается вентилем или шайбой с диаметром отверстия $d = 7,5 \text{ мм}$

Фактический запас давления перед вентилем прибора

$$1000 - 824,3 = 175,7 \text{ кг/м}^2.$$

Ветвь 2-я (через стояк 24).

Располагаемое давление пара в этой ветви равно потерям давления 1-й ветви за вычетом потерь давления на общих участках 1 и 2

$$H_p = 824,3 - (126,4 + 135,4) = 562,5 \text{ кг/м}^2,$$

длине ветви 50,1 м

$$R_{\text{ср.ул}} = \frac{562,5 (1 - 0,35)}{50,1} = 7,3 \text{ кг/м}^2.$$

Коэффициенты местных сопротивлений те же, что в 1-й ветви, кроме стояка 24.

Местные сопротивления стояка 24.

Участок 18 ($d=1''$).

Тройник проходной $\zeta=1$; вентиль $\zeta=9$; четыре отвода $\zeta=1 \cdot 4=4$; утка $\zeta=1,5$; $\Sigma\zeta=15,5$.

Переходим к расчету остальных стояков.

Для примера рассчитаем стояк 2 1-й ветви. Минимальные диаметры всех стояков принимаем из условия, чтобы не превысить рекомендуемые в табл. 34 предельные скорости движения пара. Располагаемое давление равно сумме потерь давления на участках 9, 10, 11.

Местные сопротивления участков стояка 2.

Участок 20 ($d=3/4''$).

Тройник на повороте $\zeta=1,5$.

Участок 21 ($d=1/2''$).

Крестовина проходная $\zeta=2$; скоба $\zeta=3$; $\Sigma\zeta=5$.

Участок 22 ($d=1/2''$).

Тройник на противотоке при делении потоков $\zeta=6,3$; утка $\zeta=1,5$; $\Sigma\zeta=7,8$.

Потери давления в стояке 2 оказались на 14,7% больше потерь давления в стояке 1, что вполне допустимо. В стояках 4, 5, 6 избыток потерь давления погашаем дроссельными шайбами, устанавливаемыми в стыках труб верхних участков. Зная тепловые нагрузки стояка и избыток давления, дроссельные шайбы подбираем по номограмме, изображенной на рис. 35. Полученный из номограммы диаметр отверстия шайбы округляем до 0,5 мм в большую сторону. Можно избежать постановки дроссельных шайб в стояках 4, 5, 6, если диаметры верхних участков этих стояков принять не $3/4$, а $1/2''$, но в этом случае скорости движения пара превысили бы рекомендуемые в табл. 34 пределы. Это нежелательно, так как привело бы к увеличению шума при работе системы. Можно поступить иначе, увеличив сопротивление дальнего стояка и уменьшив потери давления на участках, расположенных между стояками, за счет увеличения их диаметров.

Расчет паровых подводок к нагревательным приборам II этажа.

Стояк 1.

Располагаемое давление пара для подводок к приборам II этажа равно сумме потерь давления на участках 10 и 11:

$$H_{p_{II}} = 22,8 + 18,9 = 41,7 \text{ кг/м}^2.$$

Рассчитываем подводку к приборам на сцепке.

Местные сопротивления: крестовина на повороте $\zeta=3$; отвод $\zeta=1,5$; утка $\zeta=1,5$; $\Sigma\zeta=6$.

Избыток давления $\Delta p = 41,7 - 20,9 = 20,8 \text{ кг/м}^2$ погашаем дроссельной

шайбой $d=11$ мм или вентилем. Точно так же производится подбор дроссельных шайб и для подводок к приборам II этажа остальных стояков. Расчет стояков и паровых подводок сведен в табл. 35. В табл. 36 приведены сравнительные данные подбора по тепловым нагрузкам диаметров горизонтальных участков сухого и мокрого конденсатопроводов. Устройство мокрого конденсатопровода возможно лишь при наличии подвала под всем зданием.

В табл. 37 показаны сравнительные данные по расходу труб и стоимости их прокладки применительно к VII территориальному поясу для горизонтальных участков двух ветвей сухого и мокрого конденсатопроводов. Длина труб мокрого конденсатопровода вдвое больше, а стоимость их прокладки даже без учета накладных расходов на 61% выше, чем для сухого конденсатопровода.

Эта разница станет еще больше, если учесть дополнительное увеличение длины конденсационных стояков при мокром конденсатопроводе. Как видно из приведенного сравнения, мокрый конденсатопровод менее эффективен, несмотря на то, что срок его службы примерно вдвое больше, чем сухого конденсатопровода.

Пример 40. Произвести гидравлический расчет системы отопления, изображенной на рис. 36, без установки дроссельных шайб на стояках и подводках. При расчете использовать данные примера 39.

Решение. Оставляя без изменения расчет ветвей системы и крайних стояков (табл. 35), ограничимся расчетом промежуточных стояков и подводок к приборам II этажа; результаты приведены в табл. 38. Невязки в потерях давления нигде не превышают 25%.

Чтобы увязать потери давления, участок 29 стояка 5 сделан составным по сечению. С целью уменьшения невязок в потерях давления скорости движения пара на участках 29' и 32 приняты несколько выше рекомендуемых в табл. 34 пределов, что можно допустить для производственного здания.

Во всех подводках к приборам II этажа получается большой избыток давления. Поэтому диаметры паровых подводок II этажа принимаем $1/2''$ без расчета. Избыток давления придется погашать вентилями, установленными у приборов II этажа при пуске системы в эксплуатацию.

Пример 41. По данным примера 39 произвести гидравлический расчет ветви системы отопления с нижней разводкой, изображенной на рис. 37.

Решение. Давление пара в котле так же, как в примере 39, равно $0,1 \text{ кг/см}^2$.

Принимая запас давления у вентилей приборов 150 кг/м^2 и резервируя 35% давления на местные сопротивления, получим

$$R_{\text{ср.уд}} = -\frac{(1000 - 150) 0,65}{58,1} = 9,5 \text{ кг/м}^2.$$

Гидравлический расчет ветви аналогичен сделанному в примере 39. Поэтому диаметры всех магистральных участков, кроме 2 и 4, приняты такие же, как при верхней разводке. Диаметры участка 9 и стояков подобраны, исходя из условия, чтобы скорости движения пара не превышали предельно допустимых при встречном движении пара и конденсата.

Кроме магистральных трубопроводов, рассчитаны стояки 1 и 2, включая подводки к нижним приборам

Местные сопротивления участков стояка 2.

Участок 13 ($d=1''$).

Таблица 36

№ участка	9'	8'	7'	6'	4'	3'	2'	1'	18'	16'	15'	14'	13'	12'
Тепловые нагрузки в ккал/ч	7 500	13 300	19 100	24 000	29 800	35 600	68	132 000	6 000	11 600	16 300	21 900	27 500	000

Сухой конденсаторопровод

Диаметры конденсаторопроводов в дюймах	3/4	3/4	1	1	1 1/4	1 1/4	1 1/4	2	1 1/4	3/4	1	1	1 1/4	1 1/4
--	-----	-----	---	---	-------	-------	-------	---	-------	-----	---	---	-------	-------

Мокрый конденсаторопровод

Диаметры конденсаторопроводов в дюймах	1/2	1/2	1/2	1/2	3/4	3/4	3/4	1	3/4	1/2	1/2	1/2	3/4	3/4
--	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	---	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Примечание. Диаметры всех конденсационных подводов и стояков 1/2". Длина воздушной трубки $d = 1/2$ дюйма ветвей мокрого конденсаторопровода 94 м.

Таблица 37

Сухой конденсаторовод				Мокрый конденсаторовод			
d в дюймах	l в м	стоимость 1 пог. м	общая стоимость	d в дюймах	l в м	стоимость 1 пог. м	общая стоимость
		в руб.				в руб.	
1/2	2	0,63	1,26	1/2	156	0,63	98,28
3/4	27	0,66	17,82	3/4	34	0,66	22,44
1	34,5	0,77	26,56	1	3	0,77	2,31
1 1/4	34	0,8	27,2	—	—	—	—
2	3	1,16	3,48	—	—	—	—
—	100,5		76,32	—	193		123,03

Примечание. Стоимость приведена без учета накладных расходов.

Таблица 38

№ участ- ков	Q в ккал/ч	l в м	d в дюймах	v в м/сек	R	R'	h _v	Σ	Z	RI + Z
					в кг/м²				в кг/м²	
Стойак 3. $H_p = \Sigma (RI + Z)_{8-11} = 124,9 \text{ кг/м}^2$										
23	5800	3,2	3/4	14,1	9	28,8	6,2	1,5	9,3	38,1
24	2600	4	1/2	12	9,4	37,6	4,7	5	23,5	61,1
25	1300	1,4	1/2	5,8	2,6	3,8	1,1	7,8	8,6	12,4
					8,6	—	—	—	41,4	111,6
Невязка 10%										
Стойак 4. $H_p = \Sigma(RI + Z)_{7-11} = 155,1 \text{ кг/м}^2$										
26	4900	3,2	1/2	21	28	89,6	13	1,5	19,5	109,1
27	2200	4	1/2	9,5	6,4	25,6	2,9	5	14,5	40,1
28	1300	1	1/2	5,8	2,6	2,6	1,1	7,8	8,6	11,2
					8,2	—	—	—	42,6	160,4
Невязка 3,6%										
Стойак 5. $H_p = \Sigma(RI + Z)_{8-11} = 193,6 \text{ кг/м}^2$										
29	5800	0,6	3/4	14,1	9	5,4	6,2	1,5	9,3	14,7
29'	5800	2,6	1/2	24,5	40	101	—	—	—	104
30	2600	4	1/2	12	9,4	37,6	4,7	5	23,5	61,1
31	1300	1,4	1/2	5,8	2,6	3,8	1,1	7,8	8,6	12,4
					8,6	—	—	—	41,4	192,2
Невязка 0%										
Стойак 6. $H_p = \Sigma(RI + Z)_{5-11} = 258,5 \text{ кг/м}^2$										
32	5800	3,2	1/2	24,5	40	128	19	1,5	28,5	156,5
33	2600	4	1/2	12	9,4	37,6	4,7	5	23,5	61,1
34	1300	1,4	1/2	5,8	2,6	3,8	1,1	7,8	8,6	12,4
					8,6	—	—	—	60,6	230
Невязка 12,6%										

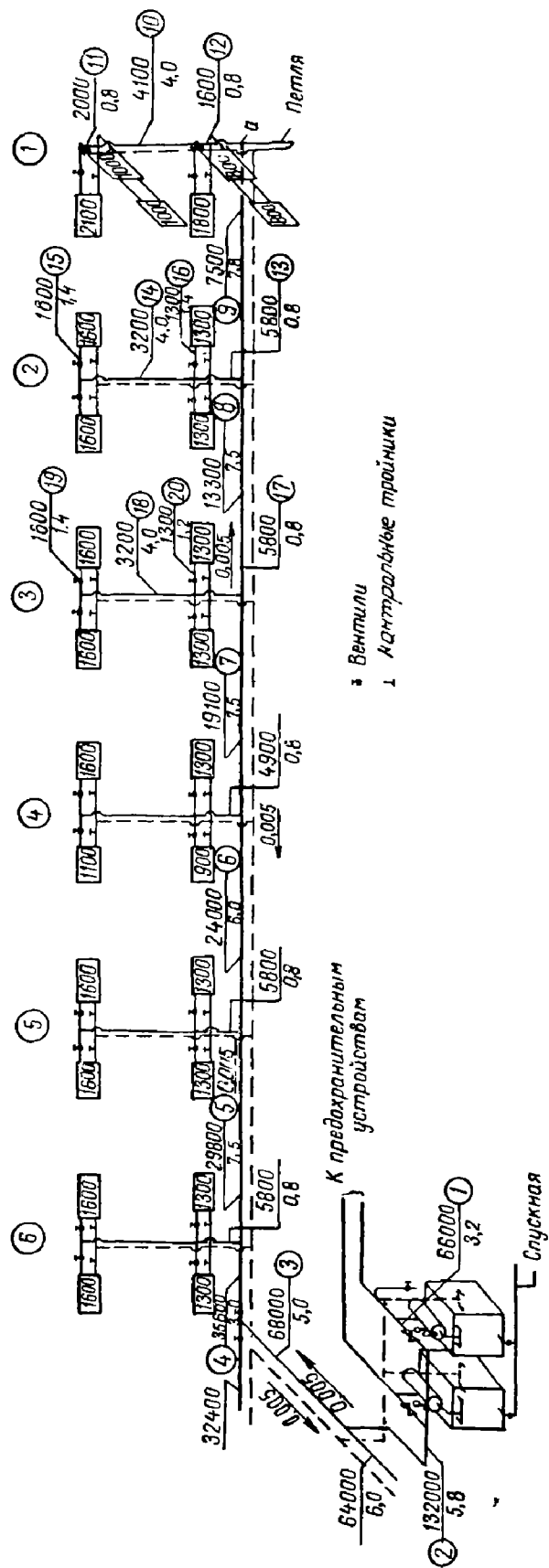


Рис. 37

Тройник на повороте $\xi=1,5$; скоба $\xi=2$; $\Sigma\xi=3,5$.

Участок 14 ($d=1''$).

Крестовина проходная $\xi=2$; скоба $\xi=2$; $\Sigma\xi=4$.

Участок 15 ($d=1/2''$).

Тройник противоточный при делении потоков $\xi=6,3$; утка $\xi=1,5$; $\Sigma\xi=7,8$.

Подводки к приборам I этажа.

Участок 12 ($d=1/2''$).

Крестовина на повороте $\xi=3$; отвод и утка $\xi=1,5 \cdot 2=3$; $\xi\Sigma=6$.

Участок 16 ($d=1/2''$).

Крестовина на повороте $\xi=3$; утка $\xi=1,5$; $\xi\Sigma=4,5$.

Диаметры остальных стояков принимаются такие же, как стояка 2. Невязка давления в стояке 2 составляет 17%, в остальных промежуточных стояках он больше 25%. Поэтому избыток давления у промежуточных стояков 3, 4, 5 и 6 придется погашать вентилями, установленными у приборов.

Увязка потерь давления между подводками к приборам I и II этажей при нижней разводке получается лучше, чем при верхней, что объясняется малыми потерями давления на участках стояков. Зато схема с нижней разводкой требует увеличенных диаметров стояков.

Гидравлический расчет ветви приведен в табл. 39. Остаточное дав-

Таблица 39

№ участка	Q в ккал/ч	l в м	d в дюймах	v в м/сек	R	RI	h _v	Σξ	Z	RI+Z
					в кг/м'				в кг/м²	
$H_p = 850 \text{ кг/м}^2, \quad R = 9,5 \text{ кг/м}^2$										
1	66 000	3,2	2	25,3	9,5	30,4	20	4,8	96	126,4
2	132 000	5,8	76/3 мм	21	3,6	20,9	15	1	15	35,9
3	68 000	5	2	26	10	50	22	6,3	138,6	188,6
4	35 600	3	1 1/2	24	11,6	34,8	18	14,3	257,4	292,2
5	29 800	7,5	1 1/2	19,2	7,3	54,7	10,2	1	10,2	64,9
6	24 000	6	1 1/2	16	5	30	8,5	1	8,5	38,5
7	19 100	7,5	1 1/2	13	3,3	24,8	5,4	1	5,4	30,2
8	13 300	7,5	1 1/4	11,5	3,1	23,2	4,4	1	4,4	27,6
9	7 500	7,8	1 1/4	6	1	7,8	1,15	5,3	6,1	13,9
10	4 100	4	1	5,9	1,4	5,6	1,14	4	4,6	10,2
11	2 000	0,8	3/4	4,5	1,2	1	0,64	9,3	6	7
		58,1	—	—	—	283,2	—	—	552,2	835,4

Избыток давления у вентиля самого дальнего прибора

$$1000 - 835 = 165 \text{ кг/м}^2$$

Расчет стояков и подводок к приборам

Подводки к прибору I этажа. $H_p = \Sigma(RI + Z)_{10,11} = 17,2 \text{ кг/м}^2$

$$12 \quad | \quad 1600 \quad | \quad 0,8 \quad | \quad 1/2 \quad | \quad 7,2 \quad | \quad 3,9 \quad | \quad 3,1 \quad | \quad 1,7 \quad | \quad 6 \quad | \quad 10,2 \quad | \quad 13,3$$

Невязка 22,8% < 25%

Стояк 2. $H_p = \Sigma(RI + Z)_{9-11} = 31,1 \text{ кг/м}^2$

13	5 800	0,8	1	8,6	2,6	2,1	2,6	3,5	9,1	11,2
11	3 200	4	1	4,5	0,9	3,6	0,64	4	2,6	6,2
15	1 600	1,4	1/2	7,1	4	5,6	1,7	7,8	13,3	18,9
						11,3	—	—	25	36,3

Невязка 17%

Подводка к прибору I этажа. $H_p = \Sigma(RI + Z)_{14,15} = 25,1 \text{ кг/м}^2$

$$16 \quad | \quad 1300 \quad | \quad 1,4 \quad | \quad 1/2 \quad | \quad 5,8 \quad | \quad 2,6 \quad | \quad 3,8 \quad | \quad 1,1 \quad | \quad 4,5 \quad | \quad 5 \quad | \quad 8,8$$

Избыток давления 16,3 кг/м²

ление пара в конце горизонтального участка 9 составляет $1000 - 818 = 182 \text{ мм} \sim 0,19 \text{ м}$. Высота гидравлического затвора в точке a

$$h = 190 + 300 = 490 \text{ мм},$$

где 300 — гарантийный запас высоты затвора в мм.

Пример 42. Определить поверхность нагрева приборов стояка парового отопления низкого давления с учетом теплоотдачи паропроводов в помещение. Давление в системе $0,1 \text{ кг/см}^2$. Разрез помещения показан на рис. 38. Температура внутреннего воздуха 16°С . Нагревательные приборы типа М-140 с поверхностью нагрева одной секции $f = 0,251 \text{ м}^2$; устанавливаются на стене без ниш.

Решение. Теплоотдачу паропроводами подсчитываем, пользуясь табл. 2 приложения 1. Теплоотдача конденсатопроводов не учитывается. Данные подсчета сводим в табл. 40. Графы 2, 3 и 4 заполняем данными, взятыми с рис. 38. Температура пара $t_p = 100$, $\Delta t_T = 100 - 16 = 84^\circ\text{С}$ (графа 5). Значения коэффициента a , учитывающего положение труб, берем из § 6.

Таблица 40

№ помещения	№ участка	d в дюймах	l в м	Δt_T	Теплоотдача 1 пог. м трубы		$Q_T = q'_T l$	a	$Q_{\text{п}} = Q_T a$ в ккал/ч
					q_T	q'_T			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
201	7	1 1/2	5	84	181	152	760	0,25	190
	8	1 1/4	7,5	84	172	144	1080	0,25	270
	9	1	4	84	139	117	468	0,25	117
	П. ст.	1/2	6	84	89	75	450	0,5	225
	П. п.	1/2	4	84	89	75	300	1	300
							3 058	—	1 102

Примечание. П. ст. — паровой стояк; П. п. — паровая подводка. $q'_T = \frac{84}{100} q_T$.

Общая тепловая нагрузка на приборы помещения

$$Q = 1600 \cdot 4 = 6400 \text{ ккал/ч.}$$

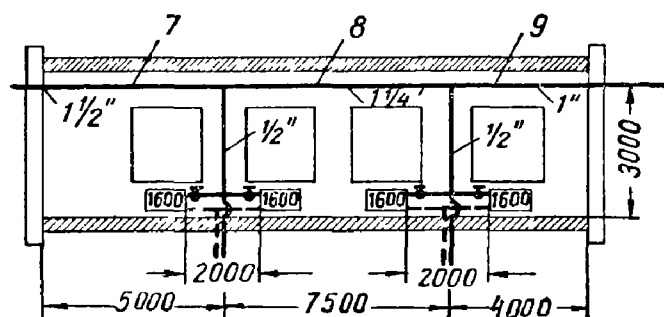


Рис. 38

Расчетная теплоотдача всех приборов

$$Q_{\text{пр}} = 6400 - 1102 = 5298 \text{ ккал/ч.}$$

Общая поверхность нагрева приборов

$$F = \frac{Q_{\text{пр}}}{k \Delta t_T} = \frac{5298}{8,9 \cdot 84} = 7,07 \text{ м}^2.$$

Общее число секций $n = \frac{7,07}{0,254} = 28$ шт.

Устанавливаем 4 прибора по 7 секций.

Поправочные коэффициенты поверхности нагрева равны 1.

Глава VI

ПАРОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

§ 18. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ

Паровые системы высокого давления выполняются только вертикальные двухтрубные с верхней или нижней разводкой. При наличии длинных ветвей системы иногда конструируются с попутным движением пара и конденсата, так как при тупиковой схеме разводки, вследствие того что давление пара в ближних участках ветви на много больше чем в дальних, возможны подпор конденсата в концевых стояках и залив нагревательных приборов и стояков конденсатом.

В тех случаях, когда возврат конденсата в котельную самотеком или под действием собственного давления невозможен, для его сбора в цехе устанавливается промежуточный конденсационный бак. Из бака конденсат перекачивается насосом в котельную.

При возврате перегретого конденсата от паровых систем высокого давления в открытый конденсационный бак весь несконденсировавшийся (пролетный) пар и пар вторичного вскипания удаляется из него через воздушную трубку, что приводит к большим потерям тепла, достигающим до 10—15%.

Чтобы уменьшить бесполезные потери тепла, целесообразно при большом расходе конденсата использовать теплоту его перегрева. С этой целью устанавливается закрытый конденсационный бак емкостью, равной получасовому расходу конденсата. Бак оборудуется водомерным стеклом, гидравлическим затвором особой конструкции (рис. 39) или двумя предохранительными клапанами (при $p > 0,5 \text{ кг/см}^2$), один из которых должен быть запломбирован.

В случае использования пара вторичного вскипания вместо второго предохранительного клапана к баку присоединяется пароразборная труба.

Давление пара в конденсационном баке уравнивается столбом воды в затворе H_1 , который принимается на 0,2—0,5 м выше давления пара вторичного вскипания в баке. Бачок A служит для того, чтобы гидрозатвор не разрядился в случае образования вакуума. Высота трубы H_2 принимается по местным условиям, но не менее величины H_1 и не более 9—10 м (подробности см. в примере 4б).

Вторичный пар направляется в систему отопления низкого давления или используется для подогрева воды. Расчетные номограммы и таб-

лицы для паропроводов построены для значения объемного веса равного 1, что соответствует давлению пара $p=0,8 \text{ кг/см}^2$. Действительные потери давления пара на 1 пог. м длины паропровода $R_d = \frac{R_{\text{усл}}}{\gamma_d}$.

Действительная скорость движения пара $v_d = \frac{v_{\text{усл}}}{\gamma_d}$, где $R_{\text{усл}}$ и $v_{\text{усл}}$ — табличные значения удельных потерь давления и скорости при $\gamma=1$; γ_d — объемный вес пара при данном давлении, в кг/м^3 .

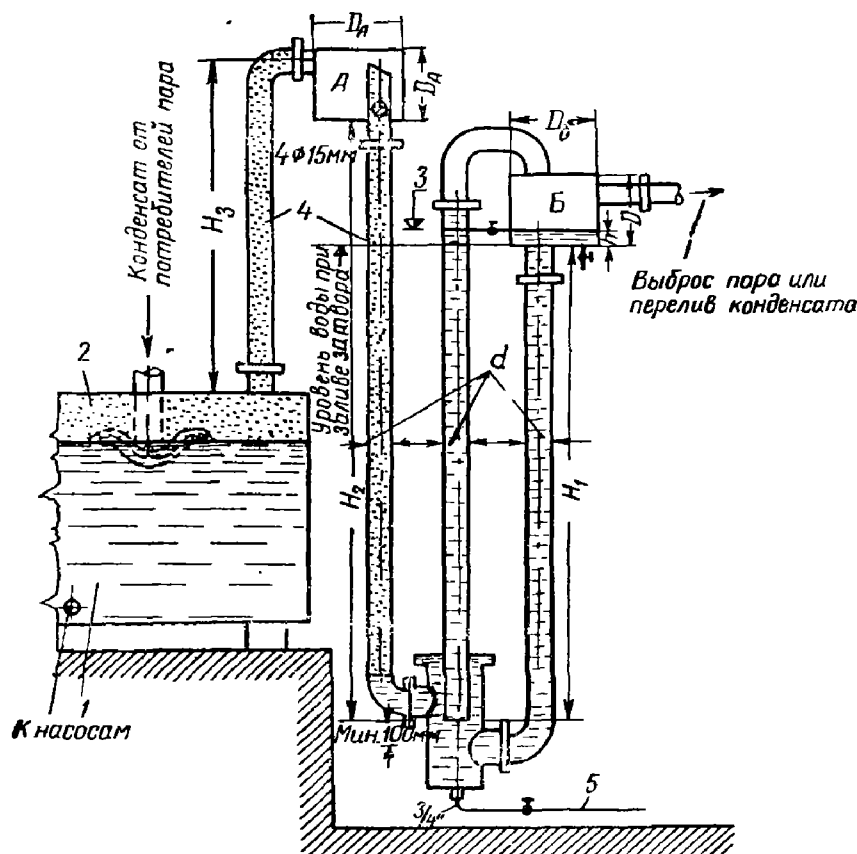


Рис. 39. Гидравлический затвор

1 — конденсационный бак; 2 — пар давлением p ; 3 — уровень воды при давлении p ; 4 — пар; 5 — спуск или наполнение

Действительные значения объемного веса с достаточной для практики точностью могут приниматься по начальному давлению в рассчитываемых участках. Лишь в длинных магистральных паропроводах при больших перепадах давления, что обычно имеет место в наружных сетях, приходится γ определять по среднему давлению пара на участках.

При определении потерь давления на местные сопротивления обычно пользуются методом приведения потерь давления к линейным сопротивлениям через l_s , где $l_s = \Sigma \zeta \frac{d}{\lambda}$.

Общие потери давления в паропроводе

$$H = R_d \left(l + \Sigma \zeta \frac{d}{\lambda} \right) \text{ кг/м}^2. \quad (41)$$

Номограмма для расчета паропроводов при $v_{\text{усл}}$ и $R_{\text{усл}}$ приведена в приложении VIII, а значения $\frac{d}{\lambda}$ даны в табл. 41.

Таблица 41

Диаметры труб	В дюймах							В мм					
	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	76/3	89/3.25	102/4	108/4	114/4	132/4.8
$\frac{d}{\lambda}$	0,5	0,7	1	1,4	1,7	2,3	3,1	3,3	4	4,7	5,1	5,4	8

Расход пара в системе определяется в зависимости от принятого давления p у отопительных приборов по формуле

$$G = \frac{Q}{r} \text{ кг/ч}, \quad (42)$$

где Q — тепловая нагрузка на прибор в ккал/ч;

r — скрытая теплота испарения при давлении p .

Не следует принимать очень большие перепады давления в системе, что не оправдывается ни с экономической, ни с эксплуатационной точек зрения. Расчет ветвей производится с учетом, чтобы невязки в потерях давления были по возможности минимальные.

При расчете необходимо обращать внимание на то, чтобы скорости движения пара не превышали предельно допустимых, которые приводятся ниже

Диаметры в дюймах	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2		
Скорость в м/сек	25	40	50	55	60	70	80

Ввиду сравнительно незначительного количества попутного конденсата его можно не учитывать при расчете шаровых систем отопления. Конденсатопроводы делятся на сухие, эмульсионные и напорные.

В паровых системах высокого давления весь конденсатопровод на участке от нагревательных приборов до конденсатоотводчика считается сухим, так как он заполнен конденсатом и воздухом.

К эмульсионному относится участок конденсатопровода за конденсатоотводчиком при условии, что конденсат неохлажденный. В этом случае приходится иметь дело с пароводяной эмульсией, которая образуется вследствие снижения давления конденсата в конденсатоотводчике.

Напорными называются такие конденсатопроводы, в которых напор создается за счет насоса или давления в напорном баке.

Напорные конденсатопроводы рассчитываются по номограммам для расчета водяных сетей.

Сухие конденсатопроводы можно подбирать без расчета по табл. 42.

Таблица 42

Диаметры труб	В дюймах							В мм			
	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2		76/3	89/3.25	102/4	114/4.8
Количество тепла, выделенное паром, образовавшимся конденсатом, в тыс. ккал/ч	7,5	25	38	80	110	200		475	700	1050	1350

Если конденсатопровод несет пароводяную эмульсию, то при пользовании номограммой для расчета водяных сетей необходимо производить пересчет потерь давления и скорости движения конденсата по формулам:

$$p_э = p_k \frac{\gamma_k}{\gamma_э}; \quad (43)$$

$$v_э = v_k \frac{\gamma_k}{\gamma_э}. \quad (44)$$

где p_k и v_k — потери давления и скорость конденсата, взятые по номограмме;

γ_k — объемный вес конденсата в $кг/м^3$;

$\gamma_э$ — объемный вес пароводяной эмульсии в $кг/м^3$.

Пересчет найденных по номограмме диаметров конденсатопровода без изменения при этом удельных потерь давления на трение производится по формуле

$$d_э = d_k \left(\frac{\gamma_k}{\gamma_э} \right)^{0,19} \quad (45)$$

где d_k — диаметр (внутренний), взятый из номограммы.

В табл. 43 приводятся объемный вес пароводяной эмульсии $\gamma_э$, образующейся при снижении давления с p_n до p_k .

Таблица 43

p_n в $кг/см^2$	p_k в $кг/см^2$								
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	1	1,5	2
0,1	35	—	—	—	—	—	—	—	—
0,2	36	147	—	—	—	—	—	—	—
0,3	37	66	109	—	—	—	—	—	—
0,4	31	46	71	156	—	—	—	—	—
0,5	26	33	50	95	167	—	—	—	—
1	15	19	22	30	36	47	—	—	—
1,5	11	14	16	20	23	27	72	—	—
2	9	11	13	15	17	20	39	110	—
2,5	8	9	11	13	14	16	29	61	139
3	7	8	9	11	12	14	22	42	79
3,5	6	7	9	10	11	12	19	35	57
4	6	7	8	9	10	11	17	29	44

Потери давления на местные сопротивления в конденсатопроводах так же, как в паропроводах, можно привести к линейным потерям давления, выраженным через d/λ . При приближенных расчетах потери давления на местные сопротивления принимаются в размере 20% от линейных потерь давления.

При расчете конденсатопроводов шероховатость труб принимается $K=0,5$ мм. А так как номограмма для расчета водяных сетей составлена для $K=0,2$ мм, то при пользовании ею для определения потерь давления на трение необходимо вводить коэффициент β . Значения β приводятся ниже

Диаметры труб в дюймах	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2 и более
β	1,42	1,39	1,38	1,36	1,35	1,33	1,31

Эти значения β подсчитаны по формуле ВТИ для гидравлически шероховатых труб¹.

¹ В «Указаниях по проектированию отопления и вентиляции» (СН 7—57) приведены таблицы, облегчающие расчет эмульсионных трубопроводов.

Подбор наиболее распространенных конденсатоотводчиков типа 45ч46р производится по номограмме (рис. 40), других типов — по таблицам справочников. Для нормальной работы конденсатоотводчика с поплавком периодического действия необходимо соблюдение следующих двух условий.

Первое условие. Вес поплавка должен быть больше производимого давления на клапан. При несоблюдении этого условия клапан не откроется. Это условие выражается формулой

$$g > 0,91 d^2 \Delta p, \quad (46)$$

где g — вес поплавка в кг;
 d — диаметр клапанного отверстия в см;
 Δp — разность давлений до и после конденсатоотводчика в кг/см².

Второе условие. Вес поплавка должен быть меньше веса вытесняемого им конденсата, иначе поплавок не всплывет и клапан не закроется.

Для соблюдения второго условия необходимо максимальный вес поплавка $g_{\max}$ проверять по формуле

$$g_{\max} \leq 0,92 V - 0,48 d^2 (p_1 + 1). \quad (47)$$

Минимальный объем поплавка

$$V_{\min} = 1,1 g + 0,52 d^2 (p_1 + 1), \quad (48)$$

где p_1 — давление перед конденсатоотводчиком в кг/см²;
 V — объем поплавка в л.

Вместо конденсатоотводчиков на конденсатопроводах можно ставить подпорные шайбы. Эти шайбы вставляются в корпус муфтового вентиля или во фланцевый стык трубопроводов.

Для подбора подпорных шайб на рис. 41 приведены графики: № 1 — для охлажденного конденсата, № 2 — для пароводяной эмульсии.

Диаметры водоотделителей принимаются равными диаметрам паропровода. Редукционные клапаны подбираются по номограмме А. В. Хлудова (рис. 42). Минимальное давление, на которое может быть отрегулирован редукционный клапан, составляет 0,25 кг/см².

Площадь редукционного отверстия клапана

$$f = \frac{G_n}{g_n} \text{ см}^2, \quad (49)$$

где G_n — расход пара в системе в кг/ч;

g_n — расход пара на 1 см² отверстия редукционного клапана, определяемый по номограмме, в кг/ч.

На тепловых вводах обычно ставятся чугунные редукционные клапаны типа 18ч26р с условными проходами $d_{\text{усл}} = 25, 50, 80, 100, 125, 150$ мм и площадями отверстий клапанов $f: 2; 5,3; 13,2; 23,5; 36,8$ и 52,2 см².

Предохранительные клапаны для паровых систем отопления применяются чугунные неполноподъемные однорычажные типа 17ч36р и двух-

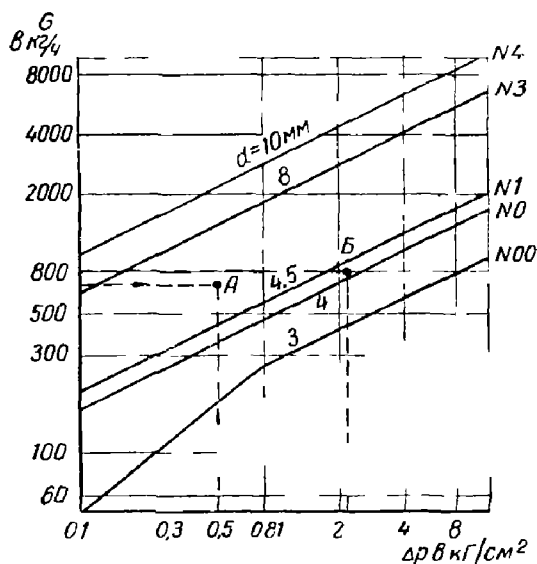


Рис. 40

рычажные типа 17ч5бр с условными проходами $d_{\text{усл}}$, равными 50, 80, 100 мм.

Диаметр прохода клапана на вводах в здание определяется

$$d = \frac{0,006 G_p}{h(p+1)} \text{ см}, \quad (50)$$

где G_p — максимальный расход пара в кг/ч;

h — высота подъема клапана; для неполноподъемных клапанов $h=0,05d$;

p — давление пара в кг/см².

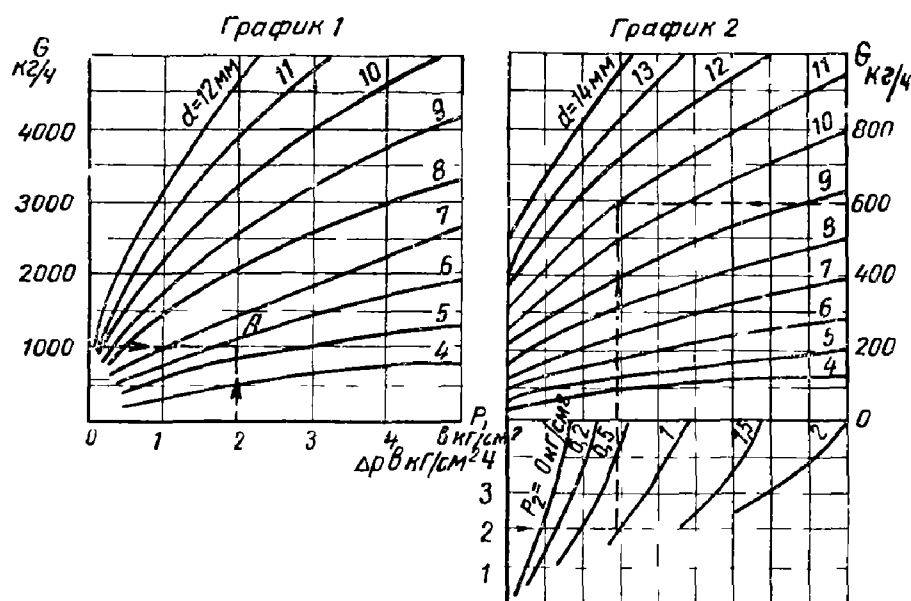


Рис. 41

Диаметр выкидной трубы должен быть не менее диаметра клапана А.

§ 19. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТРУБопРОВОДОВ И ПОДБОРА ОБОРУДОВАНИЯ

Пример 43. Из заводской котельной по паропроводу диаметром 102/4 мм в цех поступает 4 т/ч насыщенного пара давлением 7 кг/см². Из этого количества пара расходуется 1,5 т/ч на технологические нужды, 1,5 т/ч на вентиляцию, 1 т/ч на отопление. На технологические нужды и вентиляцию требуется пар давлением 5 кг/см², на отопление—2—3 кг/см².

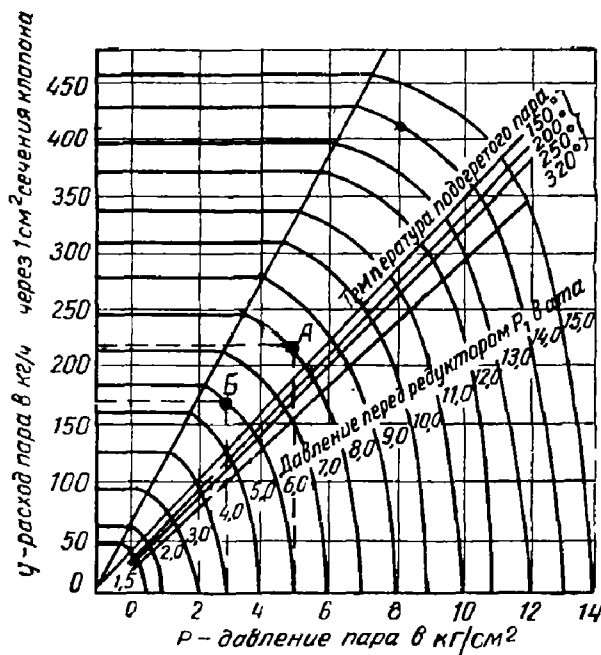


Рис. 42

На вводе устанавливаются парораспределительные гребенки, от которых две ветви отходят на технологические нужды, четыре ветви на вентиляцию и четыре на отопление. Весь конденсат возвращается в котельную.

1. Подобрать для парового ввода водоотделитель, редукционные и предохранительные клапаны и конденсатоотводчики для дренажа паропровода.

2. Разработать конструктивную схему теплового ввода.

Решение. Исходя из требуемых давлений пара, устанавливаем две парораспределительные гребенки: первую для пара, идущего на технологические нужды и вентиляцию, вторую — для пара, идущего на отопление. Давление поступающего в цех пара снижаем двумя ступенями: первая ступень с 7 до 5 кг/см^2 и вторая с 5 до 3 кг/см^2 . На каждую ступень ставим редуктор. Во избежание внезапного прорыва пара высокого давления вследствие возможной неисправности редукционных клапанов, что может привести к авариям местных систем пароснабжения и производственной аппаратуры, на каждой парораспределительной гребенке предусматриваем установку предохранительного клапана. Дренаж гребенок осуществляется через конденсатоотводчики. Гребенки устанавливаем с уклоном 0,01 в сторону стока конденсата.

Подбираем аппаратуру.

1. Принимаем к установке пружинные редукционные клапаны типа 18ч26р.

Для редукционного клапана первой ступени $G=4000 \text{ кг/ч}$, $p_1=7$, $p_2=5 \text{ кг/см}^2$. По номограмме (рис. 42) определяем расход пара $g \text{ кг/ч}$, пропускаемого через 1 см^2 отверстия редукционного клапана. Для этого на оси абсцисс номограммы находим точки, соответствующие давлениям пара 7 и 5 кг/см^2 . Из точки, соответствующей 7 кг/см^2 , по кривой поднимаемся вверх до пересечения с вертикальной линией, проведенной из точки, соответствующей 5 кг/см^2 . В месте пересечения этих двух линий (точка А) проводим по горизонтали влево линию до встречи с осью ординат и на ней отсчитываем значение

$$g_n = 215 \text{ кг/см}^2 \text{ ч.}$$

По формуле (49) находим сечение прохода редукционного клапана

$$f = \frac{G_n}{g_n} = \frac{4000}{215} = 18,6 \text{ см}^2.$$

Принимаем редукционный клапан с условным проходом $d_{\text{усл}} = 100 \text{ мм}$.

Для редукционного второй ступени $G=1000 \text{ кг/ч}$,

$$p_1 = 5, \quad p_2 = 3 \text{ кг/см}^2.$$

По номограмме находим значение $g_n=175 \text{ кг/ч}$.

$$f = \frac{1000}{175} = 5,7 \text{ см}^2.$$

Принимаем редукционный клапан с условным проходом $d_{\text{усл}}=50 \text{ мм}$.

2. Предохранительные клапаны принимаем неполноповоротные однорычажные типа 17ч36р.

Для первого клапана $G=4000 \text{ кг/ч}$, $p=5 \text{ кг/см}^2$.

Для второго $G=1000 \text{ кг/ч}$, $p=3 \text{ кг/см}^2$.

Высота подъема клапанов $h=0,05d$.

Пользуясь формулой (50), находим для первого клапана $d=$
 $= \sqrt{\frac{0,006 \cdot 4000}{0,05 \cdot (5+1)}} = 9 \text{ см}$; для второго $d= \sqrt{\frac{0,006 \cdot 1000}{0,05 \cdot (3+1)}} = 5,5 \text{ см}$.

Принимаем клапаны с условными проходами $d_{\text{усл}} = 100$ и $d_{\text{усл}} = 50$ мм. Водоотделитель в соответствии с диаметром паропровода устанавливаем с условным проходом $d_{\text{усл}} = 100$ мм.

Технологический пар расходуется на сушку материалов и нагрев воды в теплообменных аппаратах. Давление конденсата за этим оборудованием и за калориферами принимается равным 0,95 от давления пара в аппаратах и калориферах p_1 .

Конденсатоотводчики устанавливаются за каждой калориферной установкой, аппаратом и на сборных конденсационных линиях ветвей систем отопления. После конденсатоотводчиков конденсат сливается в сборный конденсатопровод, оттуда поступает в закрытый конденсационный бак. Примем потери давления пара от парораспределительных гребенок до калориферов и аппаратов $0,5 \text{ кг/см}^2$.

Тогда давление пара в калориферах и теплообменных аппаратах

$$p_1 = 5 - 0,5 = 4,5 \text{ кг/см}^2.$$

Давление перед конденсатоотводчиками, устанавливаемыми:

а) за аппаратами и калориферами

$$p'_1 = 0,95 p_1 = 0,95 \cdot 4,5 = 4,3 \text{ кг/см}^2;$$

б) на сборных конденсационных линиях ветвей систем отопления

$$p_2 = 0,7 p_1 = 0,7 \cdot 4,5 = 3,15 \text{ кг/см}^2.$$

Примем давление в закрытом конденсационном баке $0,2 \text{ кг/см}^2$; потери давления в сборном конденсатопроводе составляют ориентировочно $0,1 \text{ кг/см}^2$.

Требуемые перепады давления в конденсационных горшках:

а) в конденсатопроводах систем вентиляции и технологического пароснабжения

$$\Delta p = 4,3 - (0,2 + 0,1) = 4 \text{ кг/см}^2;$$

б) в конденсатопроводах систем отопления

$$\Delta p = 3,15 - (0,2 + 0,1) = 2,85 \text{ кг/см}^2.$$

Зная расход конденсата и перепад давления в конденсатоотводчиках, можно подобрать их тип и номер.

Среднее давление конденсата перед конденсатоотводчиками

$$p_{\text{ср}} = \frac{p'_1 G_1 + p_2 G_2}{G_1 + G_2} = \frac{4,3 (1,5 + 1,5) + 3,15 \cdot 1}{1,5 + 1} = 3,75 \text{ кг/см}^2.$$

Теплосодержание конденсата: при $p_{\text{ср}} = 3,75 \text{ кг/см}^2$ $i_1 = 150,2 \text{ ккал/кг}$; при $p = 0,2 \text{ кг/см}^2$ $i_2 = 104,4 \text{ ккал/кг}$.

Количество тепла, содержащегося в паре вторичного вскипания, получаемого в закрытом конденсационном баке:

$$Q = G_k (i_1 - i_2) = 4000 (150,2 - 104,4) = 183 200 \text{ ккал/ч}.$$

С учетом попутных потерь тепла в конденсатопроводе при прокладке его в подпольных каналах отапливаемых помещений вместе с технологическими трубопроводами количество тепла составит

$$Q^1 = 0,9 \cdot 183 200 = 164 880 \text{ ккал/ч}.$$

Пар вторичного вскипания может быть использован в системах отопления низкого давления, например в бытовых помещениях, а также в душевых.

Для возвращения конденсата от этих систем в конденсационный бак необходимо, чтобы приборы и теплообменники располагались выше крыши конденсационного бака на $2 + 0,3 = 2,3 \text{ м}$,

и 2 — избыточное давление в баке в м вод. ст.;

0,3 — гарантийный запас давления в конденсатопроводе в м.

При размещении систем низкого давления в I этаже конденсационный бак надо располагать в подвале. Для перекачки конденсата в котельную ставим два насоса типа ЛК (один резервный), рассчитанные на температуру воды до 120 С.

Расчетный объем конденсата

$$V = \frac{G}{\gamma} = \frac{4000}{955,2} = 4,2 \text{ м}^3/\text{ч} = 4200 \text{ л/ч.}$$

Требуемый напор для подбора насосов

$$H = \Sigma(Rl + Z) + \Delta h \text{ м вод. ст.,}$$

где $\Sigma(Rl + Z)$ — потери давления в конденсатопроводе от конденсационного бака цеха до питательного бака котельной;

Δh — разность отметок конденсатных насосов и уровня воды в питательном баке котельной.

Насосы необходимо оборудовать устройством, позволяющим автоматически их запускать и останавливать. Расчеты потерь давления в паропроводах и конденсатопроводах, а также подбор закрытого конденсационного бака, гидрозатвора и конденсатоотводчиков приведены в примерах 44, 46, 48 и 49.

Ввиду незначительного количества образующегося конденсата дренажные конденсатоотводчики подбираются по допустимым для них пределам давления.

Перепады давлений в паропроводе и конденсатопроводе на вводе

$$\Delta p = 7 - 0,2 = 6,8 \text{ кг/см}^2;$$

после первой ступени

$$\Delta p = 5 - 0,2 = 4,8 \text{ кг/см}^2;$$

после второй ступени

$$\Delta p = 3 - 0,2 = 2,8 \text{ кг/см}^2.$$

Принимаем к установке конденсатоотводчики поплавкового типа 45ч46р. Конденсатоотводчик имеет диаметр отверстия $d = 3 \text{ мм}$, вес поплавка со штоком $g = 0,35 \text{ кг}$, объем поплавка $V = 0,62 \text{ л}$.

Определяем пределы давления пара для конденсатоотводчика. По формуле (46) максимальный перепад давления, при котором клапан еще откроется:

$$\Delta p = \frac{g}{0,91d^2} = \frac{0,35}{0,91 \cdot 0,3^2} = 4,3 \text{ кг/см}^2.$$

По формуле (47) максимальное давление пара перед конденсатоотводчиком, при котором клапан еще может закрываться:

$$p_1 = \frac{0,92V - g}{0,48d^2} = 1 = \frac{0,92 \cdot 0,62 - 0,35}{0,48 \cdot 0,3^2} = 1 = 4,1 \text{ кг/см}^2.$$

То же, по формуле (48)

$$p_1 = \frac{V - 1,1g}{0,52d^2} = 1 = \frac{0,62 - 1,1 \cdot 0,35}{0,52 \cdot 0,3^2} = 1 = 4 \text{ кг/см}^2.$$

Очевидно, конденсатоотводчик следует поставить после второй ступени снижения давления. Точно так же можно подтвердить расчетом, что после первой ступени снижения давления нужно поставить конденсатоотводчик № 1. Конструктивная схема парового ввода в цех изобра-

жена на рис. 43. Необходимо выяснить, как изменится состояние пара после редуцирования.

Проходя через клапанную щель редуционного клапана, сечение которой в несколько раз меньше сечения паропровода, пар испытывает торможение, вследствие которого снижается его давление. При этом влажный пар переходит в сухой насыщенный, а сухой насыщенный — в перегретый. В процессе редуцирования теплосодержание пара остается неизменным, так как тепло не отводится и не подводится. При снижении давления происходит расширение пара. На внутреннюю работу расширения расходуется часть теплоты пара, вследствие чего температура его понижается.

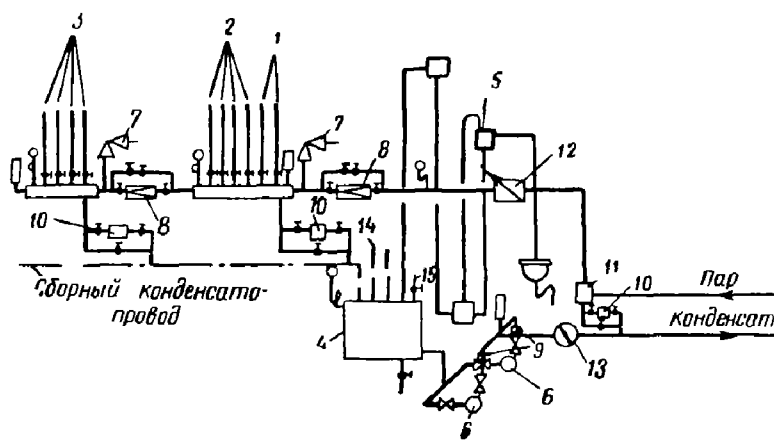


Рис. 43. Схема парового ввода

1 - пар на технологические нужды; 2 - пар на вентиляцию; 3 - пар на отопление; 4 - закрытый конденсационный бак; 5 - гидрозатвор; 6 - насос для перекачки конденсата; 7 - предохранительные клапаны; 8 - редуционные клапаны; 9 - обратные клапаны; 10 - конденсатоотводчики; 11 - водоотделитель; 12 - паромер; 13 - водомер; 14 - воздушная трубка (обратный клапан за конденсатоотводчиком на схеме не показан)

Таким образом, в процессе редуцирования одновременно происходят два противоположных явления: перегрев пара и снижение его температуры.

Почему же в данном случае при пониженной температуре получается перегретый пар? Это объясняется тем, что температура пара после редуцирования будет все же выше той, которая соответствует сухому насыщенному пару при одинаковом давлении.

Пользуясь $t-s$ -диаграммой или таблицами термодинамических свойств воды и водяного пара¹, определим для нашего примера степень перегрева пара после его редуцирования.

Примем, что по паропроводу движется сухой насыщенный пар. При давлении 7 кг/см^2 температура пара $t = 169^\circ\text{C}$, теплосодержание $i = 661,2 \text{ ккал/кг}$

После первого редуционного клапана давление пара снизится до 5 кг/см^2 . При этом давлении и теплосодержании $i = 661,2 \text{ ккал/кг}$ температура пара составит $163,3^\circ\text{C}$. Температура же насыщенного пара давлением 5 кг/см^2 равна $158,1^\circ\text{C}$. Следовательно, после первой ступени редуцирования пар оказывается перегретым на $5,2^\circ\text{C}$.

Второй редуционный клапан снижает давление пара до 3 кг/см^2

¹ М. П. Вукалович. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Госмашгиздат, 1955.

Этому давлению и теплосодержанию $i = 661,2$ ккал/кг соответствует температура пара $156,4^\circ\text{C}$.

Насыщенный пар при давлении 3 кг/см² имеет температуру $142,9^\circ\text{C}$.

После второй ступени снижения давления пар перегревается на $13,5^\circ\text{C}$.

Если по паропроводу движется влажный пар, то в процессе редуцирования произойдет его подсушка. Пусть степень сухости пара $x = 0,98$. При давлении 7 кг/см² температура пара по-прежнему будет равна $169,6^\circ\text{C}$, а его теплосодержание представится как сумма теплосодержаний сухого пара и воды. Теплосодержание сухого пара $i_1 = 661,2$ ккал/кг, воды на линии насыщения при давлении 7 кг/см² $i_2 = 171,4$ ккал/кг.

$$i = 661,2 \cdot 0,98 + 171,4 \cdot 0,02 = 651,1 \text{ ккал/кг.}$$

Теплосодержание сухого пара при давлении 5 кг/см²

$$i_1 = 658,3 \text{ ккал/кг,}$$

а воды на линии насыщения при этом же давлении

$$i_2 = 159,3 \text{ ккал/кг.}$$

Из сравнения значений i и i_1 видно, что после редуцирования пар все еще остается влажным.

Определим степень сухости пара за первым редуцирующим клапаном, для чего напишем уравнение

$$658,3x + 159,3(1 - x) = 651,1,$$

откуда $x = 0,986$.

После второй ступени снижения давления до 3 кг/см² мы получим степень сухости пара $0,995$. Пар станет сухим только при давлении $2,2$ кг/см². Коэффициент тепловосприимчивости нагревательных приборов и calorifiers при перегретом паре в $20-30$ раз ниже, чем при насыщенном, что приводит к ухудшению их теплоотдачи. Поэтому в отопительно-вентиляционной технике применяется только насыщенный пар.

При большой степени перегрева пар приходится увлажнять водой или охлаждать в теплообменниках, чтобы сделать его насыщенным.

При небольшой степени перегрева пар может стать насыщенным за счет потерь тепла трубопроводами.

В нашем случае теплота перегрева сухого насыщенного пара, идущего на вентиляцию после первой ступени редуцирования, составит

$$Q = (661,2 - 658,3) 1500 = 4350 \text{ ккал/ч,}$$

где 1500 — расход пара в кг/ч.

От парораспределительной гребенки на вентиляцию отходят четыре ветви. Пусть будет расход пара в каждой ветви одинаковый. Примем диаметры паропроводов на вентиляцию $1\frac{1}{2}''$.

Из приложения I находим теплопотери I лог. и неизолированного паропровода, проходящего через отапливаемые помещения цеха при разности температур пара и окружающей среды 100°C — $q_1 = 202$ ккал/ч.

Средняя температура пара в паропроводе

$$\frac{163,3 + 158,1}{2} = 160,7^\circ\text{C.}$$

Температура воздуха в цехе составляет 15°C .

В нашем случае теплопотери I лог. и трубопровода

$$q = 202 \frac{160,7 - 15}{100} = 294 \text{ ккал/ч.}$$

Пар снова станет насыщенным на длине

$$l = \frac{150}{291,4} = 3,7 \text{ м},$$

где l — количество ветвей, отходящих от парораспределительной гребенки.

Если же паропровод изолирован, то при $\kappa_{пл}$ и изоляции 0,7

$$l = \frac{3,7}{0,3} = 12,3 \text{ м}.$$

Если такие же подсчеты сделать для каждой ветви отопления, то паропроводы отдадут в помещение теплоту перегрева после двух ступеней рециркуляции через 6,7 м при отсутствии изоляции и через 22 м при наличии изоляции.

На основании произведенных подсчетов можно сделать следующий вывод: теплота перегрева, возникающая после рециркуляции сухого насыщенного пара, устраняется за счет потерь тепла паропроводами и в этом случае нет необходимости увлажнять пар, чтобы сделать его насыщенным.

Пример 44. Произвести расчет магистрального паропровода без учета и с учетом попутного конденсата при следующих данных: длина паропровода $l=500$ м, расход пара $G=6$ т/ч, начальное давление $P_n=5$ кг/см², конечное давление должно быть $P_k=2$ кг/см². На участке имеются следующие местные сопротивления: два вентиля, пять П-образных компенсаторов, два водоотделителя, четыре сварных колена. Паропровод проложен в непроходном канале и изолирован. Температура воздуха в канале $t_{окр}=40^\circ\text{C}$, $\kappa_{пл}$ и изоляции $\eta=0,8$.

Решение. Примем потери давления на местные сопротивления в размере 40% от общих потерь давления: $p_n=50\,000$ кг/м², $p_k=20\,000$ кг/м².

Удельные потери давления на трение

$$R_{ср.ут} = \frac{0,6 \Delta p}{l} = \frac{0,6 (50\,000 - 20\,000)}{500} = 36 \text{ кг/м}^2.$$

Среднее давление пара

$$p_{ср} = \frac{5 + 2}{2} = 3,5 \text{ кг/см}^2.$$

Удельный вес пара при этом давлении $\gamma_{ср}=2,373$ г/см³.

Условная средняя потеря давления на трение при $\gamma_{усл}=1$

$$R_{ср.усл} = R_{ср.ут} \gamma_{ср} = 36 \cdot 2,373 = 85 \text{ кг/м}^2.$$

Зная, что $G_n=6$ т/ч и $R_{усл}=85$ кг/м² по номограмме приложения V III находим диаметр паропровода $d=152$ мм, $R_{пл}=77$ кг/м², $v_{пл}=100$ м/сек.

Действительные значения R и v

$$R_1 = \frac{77}{2,373} = 32,5 \text{ кг/м}^2;$$

$$v_1 = \frac{100}{2,373} = 42,1 \text{ м/сек}.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений. Вентили $\xi=7 \cdot 2=14$; компенсаторы $\xi=2 \cdot 5=10$; водоотделители

* Объемный вес пара в этом и других примерах взят из справочника «Отопление, вентиляция и кондиционирование», Госстройиздат, 1953.

$\zeta = 10 \cdot 2 = 20$; колена сварные $\zeta = 1,3 \cdot 4 = 5,2$; $\Sigma \zeta = 49,2$. Значения $\frac{d}{\lambda}$ приведены в табл. 41.

Фактические потери давления определяем по формуле (41)

$$\Delta p = \left(1 + \Sigma \zeta \frac{d}{\lambda}\right) R_d = (500 + 49,2 \cdot 8) 32,5 = \\ = 29\,000 \text{ кг/м}^2 = 2,9 \text{ кг/см}^2 \approx 3 \text{ кг/см}^2.$$

Пересчета не требуется.

Определяем теплотери паропровода Q_r . При среднем давлении $3,5 \text{ кг/м}^2$ температура пара $t = 147,2^\circ\text{C}$, $r = 507,1 \text{ ккал/кг}$.

Паружный диаметр паропровода $d = 152 \text{ мм}$, $k = 12,9$.

$$Q_r = 3,14 \cdot 0,152 \cdot 500 \cdot 12,9 (147,2 - 40) (1 - 0,8) = 66\,300 \text{ ккал/ч.}$$

Количество попутного конденсата

$$G_k = \frac{Q_r}{r} = \frac{66\,300}{507,1} = 132 \text{ кг/ч.}$$

С учетом попутно образующегося конденсата нужно подавать пара

$$G_{II} = 6 + 0,132 = 6,132 \text{ т/ч.}$$

В связи с этим несколько возрастут и потери давления в паропроводе.

Через паропровод в среднем пройдет пара

$$G_{II} = 6000 + \frac{132}{2} = 6066 \text{ кг/ч.}$$

Для этого количества пара по номограмме находим

$$R_{\text{всл}} = 80 \text{ кг/м}^2; R_d = \frac{80}{2,373} = 33,7 \text{ кг/м}^2.$$

Фактические потери давления с учетом сконденсировавшегося пара

$$\Delta p = (500 + 49,2 \cdot 8) 33,7 = 30\,200 \text{ кг/м}^2 \approx 3 \text{ кг/см}^2.$$

Потери пара от конденсации составляют незначительную величину (2,16%). Также незначительны изменения в результатах расчета с учетом и без учета попутного конденсата (3,8%). Поэтому с достаточной для практики точностью расчет магистральных паропроводов, особенно на коротких участках, можно вести без учета попутной конденсации пара. Но это допустимо лишь для изолированных паропроводов. Если бы наш паропровод не был изолирован, то при той же температуре окружающей среды теплотери его возросли бы в 5 раз и потери пара от конденсации составили бы уже 11%, или 660 кг/ч.

Пример 45. Определить минимальный уклон конденсатопровода диаметром $2\frac{1}{2}''$ и длиной 30 м, через который проходит самотеком 6000 кг конденсата в час при температуре 90°C . Конденсатопровод работает полным сечением. При расчете конденсатопровода учесть следующие местные сопротивления: задвижку, вход в конденсационный бак и два отвода.

Решение. Из номограммы для расчета водяных сетей находим для $d = 2\frac{1}{2}''$ и $G = 6000 \text{ кг/ч}$, $R = 4 \text{ кг/м}^2$, $v = 0,46 \text{ м/сек}$, $h_v = 10,5 \text{ кг/м}^2$. Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \zeta = 2,5$.

$$Rl\beta + Z = 4 \cdot 30 \cdot 1,31 + 2,5 \cdot 10,5 = 183,45 \text{ кг/м}^2,$$

где β — поправочный коэффициент на шероховатость.

Располагаемое давление в конденсатопроводе определяется по формуле

Из табл. 43 удельный вес пароводяной эмульсии γ_p при $p_n = 2 \text{ кг/см}^2$ и $p_k = 0,4 \text{ кг/см}^2$ равен 17 кг/м^3 . По формуле (45) внутренний диаметр конденсаторов

$$\gamma_k = \frac{1}{1} \frac{V_0}{0,0010305} = 952 \text{ кг/м}^3.$$

Удельный объем конденсата при давлении насыщения $0,4 \text{ кг/см}^2$ $v_0 = 0,0010505 \text{ м}^3/\text{кг}$. Объемный вес

5 — давление в конденсаторов под конденсационным горш-ком в м вод. ст.

где 0,04 — давление столба пароводяной эмульсии в м вод. ст.;

Давление в конце конденсаторов

$$H = Rl^3 + Z = 14 \cdot 65 \cdot 1,36 + 3 \cdot 15,5 = 1284 \text{ кг/м}^2 \approx 1,28 \text{ м вод. ст.}$$

Потери давления в конденсаторов

Из номограммы для расчета водяных сетей находим $d = 1\frac{1}{4}$ ", $R = 14 \text{ кг/м}^2$, $v = 0,56 \text{ м/сек}$, $h_p = 15,5 \text{ кг/м}^2$. Принимаем $\beta = 1,36$ при $K = 0,5 \text{ м}$.

$$R_{\text{ср.г}} = \frac{1000 \cdot 0,8}{65} = 12,3 \text{ кг/м}^2.$$

Резервную 20% на местные сопротивления, получим

денсаторов равным 1000 кг/м^2 .
составит лишь $2 \cdot 20 = 40 \text{ кг/м}^2$. Примем располагаемое давление в кон-Действительно, давление столба пароводяной эмульсии высотой 2 м конденсационного бака и конденсаторов.

Решение. Так как удельный вес пароводяной эмульсии при сниже-нии давления с 2 до $0,5 \text{ кг/см}^2$ составляет всего лишь 20 кг/м^3 (табл. 43), при предварительном расчете можно пренебречь разностью ответов

вскапания с целью использования его для бытовых нужд.
считать конденсаторов и определить количество пара вторичного ставляет 0,6. Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \zeta = 3$. Рас-вод проложен в подпольном канале и изолирован. К.п.д. изоляции со-бак, расположенный на 2 м выше конденсаторов. Конденсаторо-конденсат в количестве 2 т/ч поступает в закрытый конденсационный $0,5 \text{ кг/см}^2$. По сборному конденсаторов длиной 65 м неохладенный денсационный горшок, снижающий давление конденсата с 2 до

Пример 46. В начале сборного конденсаторов установлен кон-лон). Следовательно, $i = \frac{0,38}{30} = 0,0127$.

откуда $h = 0,38 \text{ м}$, но $h = li$ (где l — длина конденсаторов в м, i — у-

$$H = h \cdot 965,34 \cdot 0,5 = 183,45 \text{ кг/м}^2,$$

Примем $\alpha = 0,5$, тогда

под давлением за счет разности уровней баков $\alpha = 1$).
сетей $\alpha = 0,75$, для напорных конденсаторов, работающих $p < 0,7 \text{ кг/см}^2$ $\alpha = 0,5$, при $p > 0,7 \text{ кг/см}^2$ $\alpha = 0,65$, для наружных эмульсии (для внутренних сетей парового отопления при α — коэффициент, учитывающий наличие в конденсате воздуха или γ — объемный вес конденсата в кг/м^3 ;

вода в м;

где h — разность отметок начальной и конечной точек конденсаторо-

$$H = h \gamma \text{ кг/м}^2,$$

$$d_9 = d_k \left(\frac{\gamma_k}{\gamma_9} \right)^{0,19} = 35,75 \cdot 2,187 = 78,2 \text{ мм},$$

где 35,75 — внутренний диаметр трубопровода при его номинальном диаметре 1 1/4".

Принимаем диаметр конденсатопровода 89/3,5 мм. Уточняем потери давления в конденсатопроводе. Из номограммы для расчета водяных сетей при $G=2000 \text{ кг/ч}$ и $d=89/3,5 \text{ мм}$ $R=0,19 \text{ кг/м}^2$, $v=0,11 \text{ м/сек}$, $h_v=0,6 \text{ кг/м}^2$, $\beta=1,31$.

Потери давления охлажденного конденсата при $K=0,5 \text{ мм}$

$$H = 65 \cdot 0,19 \cdot 1,31 + 3 \cdot 0,6 = 17,98 \approx 18 \text{ кг/м}^2.$$

Потери давления в конденсатопроводе с неохлажденным конденсатом по формуле (43)

$$H = p_k \frac{\gamma_k}{\gamma_9} = 18 \frac{952}{17} = 1010 \text{ кг/м}^2 = 1,01 \text{ м вод. ст.}$$

Скорость движения пароводяной эмульсии по формуле (44)

$$v_9 = v_k \frac{\gamma_k}{\gamma_9} = 0,11 \frac{952}{17} = 6,16 \text{ м/сек.}$$

Давление в конце конденсатопровода

$$p_k = 5 - (1,01 + 0,017 \cdot 2) = 3,96 \text{ м вод. ст.} = 0,4 \text{ кг/см}^2,$$

где 2 — разность отметок бака и конденсатоотводчика в м;
0,0172 — давление столба пароводяной эмульсии в м вод. ст.

Теплосодержание конденсата:

начальное при $p=2 \text{ кг/см}^2$ $i_1=133,4 \text{ ккал/кг}$;

конечное при $p=0,4 \text{ кг/см}^2$ $i_2=108,9 \text{ ккал/кг}$;

теплота испарения при $p=0,4 \text{ кг/см}^2$ $r=533,4 \text{ ккал/кг}$.

Количество пара вторичного вскипания без учета теплотерь трубопроводом определяется по формуле

$$G_{\Pi} = \frac{i_1 - i_2}{r} G_k, \quad G_{\Pi} = \frac{133,4 - 108,9}{533,4} 2000 = 94 \text{ кг/ч.}$$

Если же учесть попутное охлаждение конденсата, то количество пара вторичного вскипания снизится.

При среднем давлении конденсата $0,45 \text{ кг/см}^2$ $t_k=109,8^\circ \text{C}$.

Принимая коэффициент полезного действия изоляции 0,6, получим величину теплотерь для изолированного трубопровода

$$Q_{\tau} = 3,14 \cdot 0,089 \cdot 13,4 \cdot 65 (109,8 - 40) (1 - 0,6) = 6800 \text{ ккал/ч},$$

где 13,4 — коэффициент теплопередачи трубопровода;

0,089 — наружный диаметр трубопровода;

40 — температура воздуха в канале.

Падение температуры конденсата

$$\Delta t = \frac{6800}{2000} = 3,4^\circ \text{C}.$$

Количество пара вторичного вскипания с учетом попутных теплотерь конденсатопроводом составляет

$$G_{\Pi} = 94 - \frac{6800}{533,4} = 81 \text{ кг/ч.}$$

Если иметь в виду, что через конденсатоотводчик прорывается из системы от 1 до 2% пара, то уменьшение количества пара вторичного вскипания за счет теплотерь конденсатопроводом можно не учитывать.

Объем закрытого конденсационного бака принимаем равным получасовому расходу конденсата

$$V = \frac{G_k}{\gamma} 0,5 = \frac{2000 \cdot 0,5}{952} = 1,05 \text{ м}^3.$$

Принимаем типовой бак № 16 высотой 1 м («Справочник по проектированию отопления и вентиляции», Госстройиздат, 1963). Определяем основные размеры гидрозатвора (см. рис. 39): диаметр труб $d = 0,04 \sqrt{G_k} = 0,04 \sqrt{2} = 0,057 \text{ м} = 57 \text{ мм}$, где G_k — расход конденсата в т/ч. Принимаем $d = 2\frac{1}{2}''$.

Высота $H_1 = 4 + 0,4 = 4,4 \text{ м}$, где 4 — давление пара в баке, выраженное в м вод. ст.; 0,4 — запас высоты в м.

Принимаем высоту установки бачка А над конденсационным баком 3,5 м.

Пусть низ гидрозатвора будет на 1,2 м ниже днища бака, тогда $H_2 = 3,5 + 1 + 1,2 = 5,7 \text{ м} > H_1$, но $< 10 \text{ м}$, где 1 — высота конденсационного бака в м.

Объем бачка Б должен быть не менее тройного объема воды в трубе гидрозатвора высотой H_1 . Пусть высота бачка H_B равна его диаметру D_B .

Тогда объем бачка

$$V = \frac{\pi D_B^3}{4} = \frac{3H_1 \pi d_b^2}{4}, \quad (51)$$

где d_b — внутренний диаметр трубы гидрозатвора, который в нашем случае равен 0,068 м.

Из уравнения (51) находим

$$D_B = \sqrt[3]{3H_1 d_b^2} = \sqrt[3]{3 \cdot 4,4 \cdot 0,068^2} = 0,395 \text{ м}.$$

Принимаем $D_B = 0,4 \text{ м}$.

Диаметр D_A и высоту H_A бачка А также принимаем одинаковые и на 15% больше размеров бачка Б

$$H_A = D_A = 0,4 \cdot 1,15 = 0,46 \text{ м}.$$

Уровень воды в бачке Б при наличии расчетного давления P в конденсационном баке определяется по формуле

$$h = \frac{d_b^2}{D_B^2 + d_b^2} H_1 = \frac{0,068^2}{0,4^2 + 0,068^2} 4,4 = 0,125 \text{ м},$$

где d_b — внутренний диаметр труб затвора в м.

Установка конденсационного бака показана на рис. 39.

В случае образования вакуума вода из гидрозатвора будет высасываться в бачок А, откуда она снова может стекать в затвор через четыре отверстия, сделанные в трубе у днища бачка А.

Пример 47. Подобрать подпорную шайбу для пропуска 1000 кг охлажденного конденсата в час. Давление перед шайбой $p_1 = 2 \text{ кг/см}^2$, после шайбы $p_2 = 1 \text{ кг/см}^2$.

Решение. Разность давлений конденсата до и после шайбы $\Delta p = 2 - 1 = 1 \text{ кг/см}^2$.

Зная расход конденсата и потери давления Δp , из графика 1 (см. рис. 41, точка А) находим диаметр прохода шайбы $d_{ш} = 5,6 \text{ мм}$.

Пример 48. Подобрать подпорную шайбу для пропуска 600 кг/ч перегретого конденсата. Давление перед шайбой $p_1 = 2 \text{ кг/см}^2$, за шайбой $p_2 = 1 \text{ кг/см}^2$.

Решение. Из графика 2 (см. рис. 41) находим диаметр прохода шайбы $d_{ш}=11$ мм. Решение на графике показано пунктиром.

Пример 49. Подобрать конденсатоотводчик поплавкового типа для пропуска 400 кг конденсата в час, давление которого до конденсатоотводчика равно 2,6, а после — 0,5 кг/см².

Решение. Перепад давления конденсата $\Delta p = 2,6 - 0,5 = 2,1$ кг/см². При подборе конденсатоотводчика принимаем удвоенный расход конденсата, т. е. 800 кг/ч. Принятой производительности и перепаду давления на номограмме соответствует конденсатоотводчик типа 45ч46р № 1 с диаметром отверстия клапана 4,5 мм (точка Б на рис. 40). Объем поплавка конденсатоотводчика $V=2$ л, вес поплавка $g=1$ кг.

Пример 50. Произвести гидравлический расчет паровой системы отопления цеха, план которого приведен на рис. 44.

Давление пара в парораспределительной гребенке составляет 2 кг/см². Схема отопления принята с попутным движением конденсата (рис. 45 — см. вклейку между стр. 64 и 65).

Решение. Разводящие паропроводы прокладываются над окнами цеха, конденсатопроводы — над полом. Вокруг дверей сделаны обводы. Выпуск воздуха осуществляется через воздушные краны, установленные в начале каждой ветви конденсатопровода и на обводах.

Принимаем располагаемое падение давления для системы отопления равным 0,5 кг/см² = 5000 кг/м², давление у нагревательных приборов $2 - 0,5 = 1,5$ кг/см². Расчет начинаем с левой ветви как наиболее протяженной. Длина ветви, считая от парораспределительной гребенки до нагревательного прибора стояка 5, составляет 68,9 м.

Резервируя 35% давления на местные сопротивления, получим среднюю удельную потерю давления.

$$R_{ср.ул} = \frac{5000 \cdot 0,65}{68,9} = 47,1 \text{ кг/м}^2.$$

Но так как расчетная номограмма в приложении VIII составлена для пара с $\gamma=1$, чтобы пользоваться ею $R_{ср.ул}$ пересчитываем на $R_{ср.усл}$

$$R_{ср.усл} = R_{ср.ул} \gamma_{ср} \quad 47,1 \cdot 1,494 = 70,4 \text{ кг/м}^2,$$

где $\gamma_{ср}$ — объемный вес пара при среднем его давлении в ветви

$$p_{ср} = \frac{2 + 1,5}{2} = 1,75 \text{ кг/см}^2.$$

Все данные расчета сведены в табл. 44.

При давлении $p=1,5$ кг/см² теплота конденсации пара в приборах $r=521,5$ ккал/кг. Разделив величину тепловых нагрузок (графа 2) на величину теплоты конденсации пара, получаем расходы на участках и заносим их в графу 3 с округлением до целых единиц. Длины участков, приведенные в графе 4, взяты со схемы и плана отопления. Гидравлический расчет ведем по формуле (41). Поясним ход расчета.

Участок 1. Давление пара перед прибором равно 1,5 кг/см² (графа 5). Для этого давления находим удельный вес пара и заносим его в графу 6. По расходу пара по номограмме приложения VIII определяем диаметр паровой подводки к прибору, а также величины $R_{усл}$ и $v_{усл}$. Эти данные заносим в графы 7, 8 и 9. Расход пара на участке 1 меньше минимального расхода, имеющегося в номограмме. Поэтому $R_{усл}$ и $v_{усл}$ приходится определять путем экстраполяции.

При расходе пара 10 кг/ч и $d=1/2''$ по номограмме получаем $R_{усл} = 25$ кг/м², $v_{усл} = 14$ м/сек.

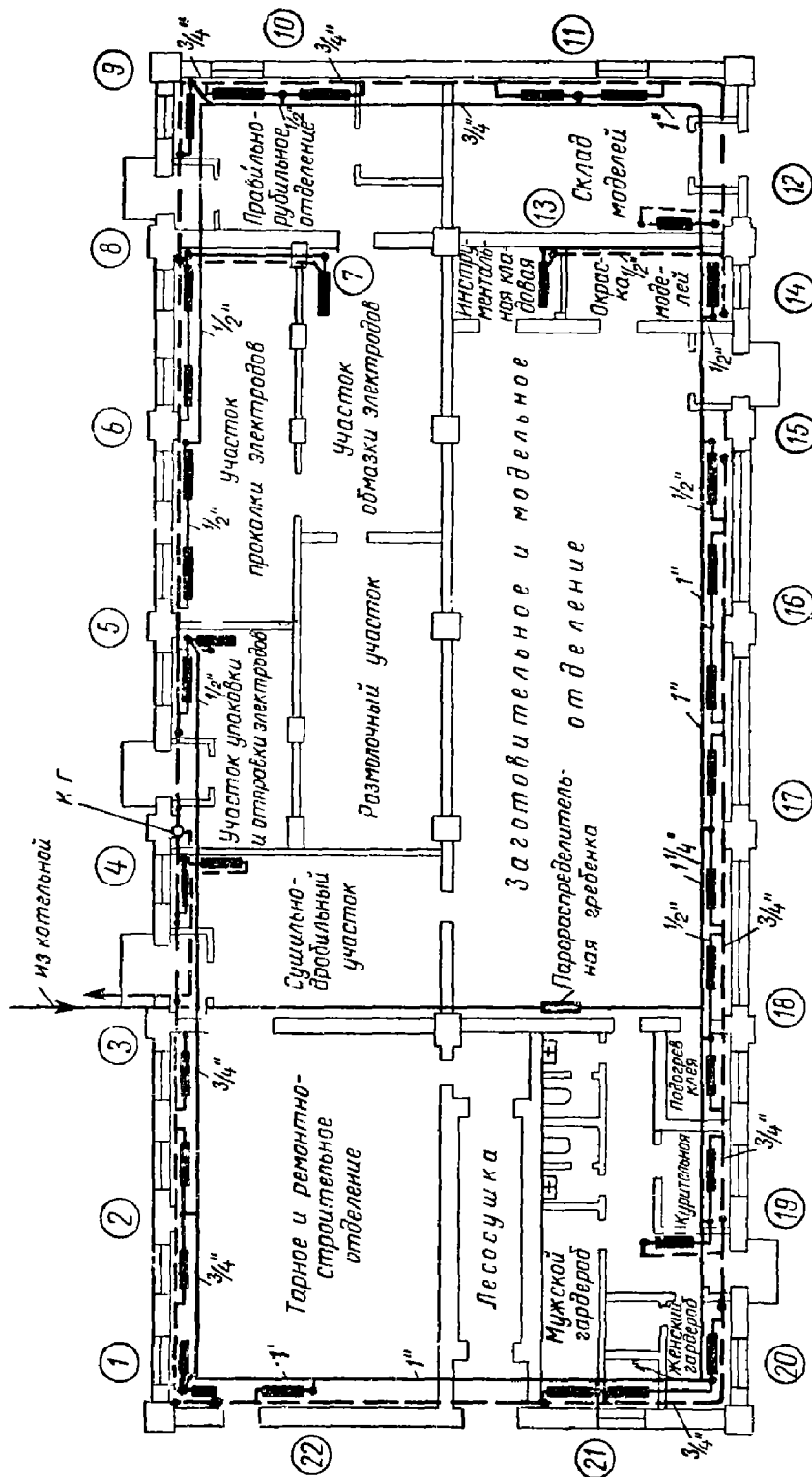


Рис. 44

Для расхода пара 6 кг/ч

$$R_{\text{всл}} = 25 \cdot \frac{6}{10} = 15 \text{ кг/м}^2,$$

$$v_{\text{всл}} = 14 \cdot \frac{6}{10} = 8,4 \text{ м/сек.}$$

Разделив $R_{\text{всл}}$ и $v_{\text{всл}}$ на γ (графа 6), находим действительные значения R_d и v_d и записываем их в графы 10 и 11. Затем по табл. 41 выбираем значение d/λ и заносим его в графу 12. Величина $l_{\text{пр}}$ (графа 15) равна $l + \Sigma \zeta d/\lambda$.

Коэффициенты местных сопротивлений участка: тройник на противотоке при делении потоков $\zeta=6,3$; утка и отвод $d=1/2''$ $\zeta=1,5+1,5=3$; вентиль $d=1/2''$ $\zeta=16$; половина прибора $\zeta=1$; $\Sigma \zeta=26,3$.

Потери давления H на участке получаем путем умножения данных графы 10 на величину $l_{\text{пр}}$.

Участок 2. Прибавляя к 1,5 кг/см² потери давления на участке 1, получаем начальное давление пара на участке 2 (графа 5). При определении начального давления пара потери давления на предыдущем участке округляем в большую сторону и выражаем в долях кг/см². Повторяя весь ход расчета, сделанный для участка 1, получим потери давления 253 кг/м². Складывая их с потерями давления участка 1, находим сумму потерь давления на двух участках, которая равна 411 кг/м² (графа 17). Прибавляя эти потери, выразив их в кг/см², к давлению пара у прибора, получаем начальное давление на участке 3 и т. д. Определяем местные сопротивления участков.

Участок 2 ($d=1/2''$).

Отвод $\zeta=1,5$; тройник проходной $\zeta=1$; $\Sigma \zeta=2,5$.

Участки 3, 4, 5, 7, 9, 10.

Тройники проходные $\zeta=1$.

Участок 6 ($d=1''$).

Отвод $\zeta=1$; тройник проходной $\zeta=1$; $\Sigma \zeta=2$.

Участок 8.

Местные сопротивления те же, что на участке 6.

Участок 11.

Тройник на противотоке при делении потоков $\zeta=6,3$.

Участок 12 ($d=1 1/4''$).

Выход из парораспределительной гребенки (внезапное сужение) $\zeta=0,5$; вентиль $\zeta=9$; отвод $\zeta=1$; $\Sigma \zeta=10,5$.

Суммарные потери давления в левой ветви, включая общий с правой ветвью участок 12, составляют 4860 кг/м². Запас давления 5000—4860=140 кг/м², или 2,8⁰/₆.

Правая ветвь. Располагаемое давление $p=3151 \text{ кг/м}^2 \approx 0,3 \text{ кг/см}^2$. Давление в начале ветви $p_k=1,5+0,3=1,8 \text{ кг/см}^2$. Общая длина ветви 63,9 м.

$$R_{\text{ср.уд}} = \frac{3151 \cdot 0,65}{63,9} = 32,1 \text{ кг/м}^2.$$

Среднее давление пара в ветви

$$p_{\text{ср}} = \frac{1,5+1,8}{2} = 1,65 \text{ кг/см}^2.$$

При $p_{\text{ср}}=1,65 \text{ кг/см}^2$ $\gamma_{\text{ср}}=1,443 \text{ кг/м}^3$; $R_{\text{ср.всл}}=32,1 \cdot 1,443=46,3 \text{ кг/м}^2$.

Таблица 44

Эксперимент	Тепловая нагрузка Q в ккал/ч	Расход пара G в кг/ч	l в м	Давление пара p в кг/см ²	γ в кг/м ³	d в дюймах	Условные значения		Действительные значения		$\frac{d}{\lambda}$	λ	$\lambda \cdot \frac{d}{\lambda}$	$l_{пр}$ в м	H	ΣH
							$R_{усл}$ в кг/м ²	$v_{усл}$ в м/сек	R_d в кг/м ²	v_d в м/сек						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Левая ветвь $R_{ср. усл} = 70,4$ кг/м ²																
1	3 000	6	1,2	1,5	1,367	1 1/2	15	8,4	11	6,2	0,5	26,3	13,2	14,4	158	158
2	5 400	11	10,3	1,52	1,377	1 1/2	30	15	21,9	10,9	0,5	2,5	1,25	11,55	253	411
3	10 000	19	5,3	1,54	1,387	1 1/2	100	26	72	18,7	0,5	1	0,5	5,8	418	829
4	13 000	25	5,3	1,59	1,412	3/4	33	19	23,3	13,4	0,7	1	0,7	6	140	969
5	19 000	37	5,8	1,6	1,417	3/4	70	27	49,4	19,1	0,7	1	0,7	6,5	321	1 290
6	24 600	47	4,5	1,63	1,432	1 1/4	30	22	21	15,4	1	2	2	6,5	137	1 437
7	28 200	54	8,8	1,65	1,443	1	44	25	30,6	17,4	1	1	1	9,8	300	1 727
8	30 600	59	4,5	1,68	1,459	1	50	27	34,4	18,5	1	2	2	6,5	224	1 951
9	34 600	67	5	1,7	1,469	1	70	32	47,7	21,8	1	1	1	6	286	2 237
10	38 400	74	6	1,73	1,484	1	85	37	57,3	24,9	1	1	1	7	401	2 638
11	42 800	83	0,7	1,77	1,505	1	110	40	73,3	26,6	1	6,3	6,3	7	513	3 151
12	89 600	173	11,5	1,82	1,53	1 1/4	100	47	63,4	30,8	1,4	10,5	14,7	26,2	1 709	4 860
Невязка $\frac{5\ 000 - 4\ 860}{5\ 000} = 2,8\%$																
Правая ветвь $R_{ср. усл} = 46,3$ кг/м ²																
13	3 600	7	11	1,5	1,367	1 1/2	17,7	9,8	12,9	7,2	0,5	22,5	11,2	22,2	288	288
14	8 800	17	5,5	1,53	1,382	1 1/2	70	22,5	50,6	16,3	0,5	2	1	6,5	329	617
15	11 800	23	4,5	1,56	1,397	1 1/2	140	31	100	22,1	0,5	2,5	1,25	5,75	575	1 192
16	18 600	35	9,2	1,62	1,427	3/4	65	26	45,6	18,2	0,7	1	0,7	9,9	451	1 643
17	25 800	50	10	1,67	1,453	1	35	23	24,1	15,9	1	2	2	12	289	1 932
18	28 400	55	0,5	1,69	1,464	1	45	25	30,7	17,1	1	1	1	1,5	46	1 978
19	29 400	57	2,5	1,7	1,469	1	47	26	32	17,7	1	1	1	3,5	112	2 090
20	31 000	60	3,7	1,71	1,474	1	55	27,5	37,3	18,6	1	1	1	4,7	176	2 265
21	34 800	67	5,3	1,73	1,484	1	68	31	45,8	20,9	1	1	1	6,3	289	2 555
22	40 800	79	6	1,76	1,5	1 1/4	100	39	66,7	26,7	1	6,3	6,3	7	467	3 022
23	46 800	90	5,7	1,8	1,52	1 1/4	27,5	30	18,1	19,7	1,4	10,5	14,7	26,2	261	3 286
Невязка $\frac{3\ 286 - 3\ 151}{3\ 286} = 4,1\%$																

$$H = 3\ 286 + 1\ 709 = 4\ 995 \sim 5\ 000 \text{ кг/м}^2$$

$$\text{Невязка } \frac{3\ 286 - 3\ 151}{3\ 286} = 4,1\%$$

Ход расчета правой ветви ничем не отличается от расчета левой ветви. Это легко понять из табл. 11. Певязка в потерях давления правой и левой ветвей незначительная — 4,1%. Поэтому нет необходимости в начале ветвей ставить вентили. Так как расход пара в стояках очень мал, их диаметры можно принимать без расчета равными $\frac{1}{2}$ "

Однако мы привели в табл. 15 расчет трех стояков левой ветви, чтобы показать, какие избытки давления получаются у приборов промежуточных стояков.

Располагаемое давление для каждого стояка берем из графы 17 табл. 44. Оно равно сумме потерь давления на последующих (по ходу движения пара) участках.

Как видно из табл. 45, избыток давления в стояках, начиная с 4, получается очень большой и достигает 2,42 м вод. ст. у стояка 18. Если этот избыток давления не погасить вентилями на подводах к приборам, то пар может выдавить конденсат в отдаленные стояки и полностью залить водой приборы этих стояков.

Конденсат выходит из нагревательных приборов перегретый давлением примерно $1,5 \text{ кг/см}^2$. Потери давления в конденсатопроводе не велики.

Если принять во внимание потери тепла трубопроводами, то опасаться вскипания конденсата не придется. Лишь за конденсатоотводчиком, в котором резко снижается давление конденсата, может образоваться пар вторичного вскипания, и только в том случае, если температура конденсата больше 100°C .

При прокладке неизолированного конденсатопровода над полом его теплотери в левой ветви составят около 4500 ккал/ч , и температура конденсата в конце конденсатопровода будет равна

$$t_k = 127,2 - \frac{4500}{102} = 83,2^\circ\text{C},$$

где 127,2 — температура конденсата при $p = 1,5 \text{ кг/см}^2$;
102 — расход конденсата в ветви в кг/ч .

Если принять коэффициент полезного действия изоляции 0,7 и температуру окружающего воздуха 35°C , то при прокладке изолированного конденсатопровода в подпольном канале теплотери трубопроводами снизятся до 2000 ккал/ч , а температура конденсата в конце конденсатопровода составит

$$t_k = 127,2 - \frac{2000}{102} = 107,6^\circ\text{C}.$$

При отсутствии же изоляции температура конденсата окажется ниже 100°C даже в том случае, если он будет проложен в подпольном канале. Отсюда следует, что в неизолированных конденсатопроводах проходит охлажденный конденсат независимо от способа их прокладки. Это объясняется незначительным расходом конденсата в паровых системах отопления. Конденсатоотводчики устанавливаются в конце каждой ветви конденсатопровода.

В заключение покажем, как производится расчет паропровода с учетом попутной конденсации пара. Все данные расчета левой ветви приведены в табл. 46. Графы 1—4, 16—18 заполняются данными из табл. 11. Температура пара при среднем давлении $1,75 \text{ кг/см}^2$ $t_n = 130^\circ\text{C}$, температура воздуха в цехе 16°C , $\Delta t_1 = 130 - 16 = 114^\circ\text{C}$.

Число испытаний n	ρ г/см ³	Расход па- ра G в кг/ч	Давление пара p в кг/см ²	Время в мин	Условия испытания $R_{\text{исп}}$ в кг/см ²	Давление испытания p	Таблица 1									
							1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Стойка 4. H_p 411 кг/м²

3000	6	0,5	1,5	1,367	1/2	15	8,4	11	6,2	0,5	26,3	13,2	13,7	151	151
4000	9	4,5	1,52	1,377	1/2	22,5	12,6	16,4	9,2	0,5	1,5	0,75	5,25	86	237

Невязка $-\frac{11-237}{411} = -100 \quad 12\%$

Стойка 3. H_p 820 кг/м²

3000	6	6	1,56	1,397	1/2	15	8,4	10,7	6,2	0,5	20	10	16	171	171
------	---	---	------	-------	-----	----	-----	------	-----	-----	----	----	----	-----	-----

Избыток давления ΔH 829 — 171 658 кг/м²

Стойка 18. H_p 2638 кг/м²

3000	6	1,5	1,77	1,505	1/2	15	8,4	10	5,6	0,5	24,8	12,4	13,9	139	139
4000	9	4,5	1,79	1,515	1/2	22,5	12,6	14,8	8,3	0,5	1,5	0,75	5,25	78	217

Избыток давления ΔH 2638 — 217 2421 кг/м²

Из приложения I находим теплопотери 1 пог. м. труб q_r при $t_{\text{н}} = 100^\circ\text{C}$. Табличные значения q_r умножаем на поправочный коэффициент $\frac{111}{100} = 1,11$ и полученные данные заносим в графу 5. Результат перемножения данных граф 3 и 5 заносим в графу 6.

Разделив данные графы 6 на величину скрытой теплоты парообразования, которая при $p = 1,75 \text{ кг/см}^2$ равна $519,3 \text{ ккал/кг}$, получаем количество попутного конденсата на участках (графа 7).

В графе 8 приводятся расходы пара на участках с учетом попутного конденсата. В графе 9 даются средние расходы пара на участках. По этим расходам в номограмме находим $R_{\text{усл}}$ и $v_{\text{усл}}$.

С учетом сконденсировавшегося пара потери давления ветви составляют $60,72 \text{ кг/м}^2$, или на 25% больше, чем без учета конденсации пара. Зная количество попутного конденсата и пользуясь формулой (36), можно без расчета определить потери давления с учетом попутного конденсата.

Действительно,

$$H_2 = H_1 \left(\frac{G_2}{G_1} \right)^2 = 1860 \left(\frac{19,1}{17,3} \right)^2 = 6171 \text{ кг/м}^2.$$

Чтобы привести потери давления к заданным, нужно принять диаметр участка $12 \frac{1}{2}''$. Следует ли, однако, проверочный расчет производить с учетом попутного конденсата пара? Не следует.

Полезные потери тепла трубами в помещении $Q_{\text{н}}$ перекрывают теплопотери разводящего паропровода. Между тем расчетная нагрузка на приборы (графа 2, табл. 44) при гидравлическом расчете принимается без учета теплоотдачи трубами в помещение. Если учесть величину $Q_{\text{н}}$ при определении расчетной нагрузки на приборы, то требуемый расход пара в них уменьшится, и экономия в расходе перекроет количество попутного конденсата.

В нашем случае полезная теплоотдача труб в цех с учетом теплоотдачи конденсаторов составит около 14000 ккал/ч , что даст экономию в расходе пара 27 кг/ч . После гидравлического расчета подбирается поверхность нагрева приборов с учетом полезной теплоотдачи труб. Диаметры конденсаторов системы отопления подбираются по табл. 12.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ПОТЕРЯ ТЕПЛА q_1 в ккал/ч 1 пог. м ИЗОЛИРОВАННОЙ ГРУБЫ ПРИ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР ВОДЫ В ГРУБЕ И ОКРУЖАЮЩЕГО ВОЗДУХА 40- 130°C

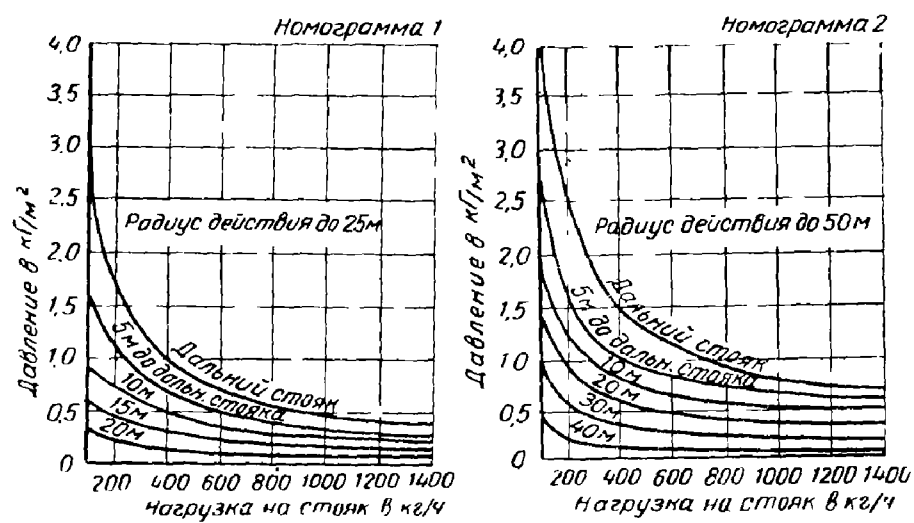
Δt °C	Диаметр в дюймах						Диаметр в мм		
	1/4	1	1 1/4	1 1/2	2 1/2	3	76	80	
40	31	39	49	62	70	84	101	101	119
45	35	44	55	69	79	94	113	114	133
50	39	49	61	77	87	105	126	127	148
55	43	54	67	85	96	115	138	139	163
60	47	58	73	92	105	125	151	152	178
65	51	63	79	100	111	136	164	165	193
70	54	68	85	108	122	146	176	177	207
75	58	73	92	115	131	157	188	190	222
80	62	78	98	123	140	167	201	202	237
85	66	83	104	131	149	178	214	215	251
90	70	88	110	139	157	188	226	228	267
95	74	93	116	146	166	199	239	240	282
100	78	97	122	154	175	209	251	253	296
105	82	102	128	162	187	219	267	266	312
110	86	107	134	169	193	230	276	278	326
115	90	111	140	177	201	240	288	291	340
120	94	116	146	185	210	251	301	304	356
125	97	121	152	192	219	261	314	316	370
130	101	126	159	200	228	272	326	328	385

ТЕПЛОПЛОТНОСТИ q_1 в пог. м ИЗОЛИРОВАННОГО ПАРОВОДОДА ПРИ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР ПАРА И ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ 100 °C

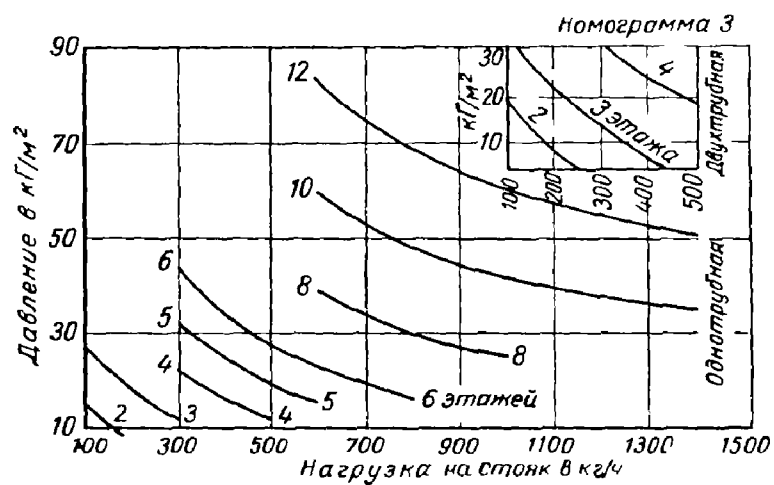
Δt °C	Диаметр в дюймах						Диаметр в мм		
	1/4	1	1 1/4	1 1/2	2 1/2	3	76/3	80/3	
Плотность пара $\rho = 0,7 \text{ кг/см}^3$									
100	89	109	139	172	181	226	285	286	336
$\rho = 1 \text{ кг/см}^3$									
100	93	117	146	184	193	249	304	305	358
$\rho = 1 \text{ кг/см}^3$									
100	97	123	154	194	202	252	318	320	375

ПРИЛОЖЕНИЕ II

ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ ОТ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ В МАГИСТРАЛЯХ



ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ ОТ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ В СТОЯКАХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ



ОСНОВНЫЕ ПОСТОЯННЫЕ ВЕЛИЧИНЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ
ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Диаметр	A в кг κ/μ	Для систем с принудительной циркуляцией		Для систем с естественной циркуляцией	
		λd	d/λ	λ/d	d/λ
1/2"	1,07 $\cdot 10^{-4}$	2,85	0,35	3,1	0,323
3/4"	0,325 $\cdot 10^{-4}$	1,9	0,527	2,1	0,476
1"	0,125 $\cdot 10^{-4}$	1,1	0,714	1,55	0,645
1 1/4"	0,0405 $\cdot 10^{-4}$	0,97	1,03	1,05	0,952
1 1/2"	0,0235 $\cdot 10^{-4}$	0,8	1,25	0,9	1,11
2"	0,0084 $\cdot 10^{-4}$	0,58	1,723	0,61	1,56
2 1/2"	0,0031 $\cdot 10^{-4}$	0,42	2,38	0,45	2,22
76/3 мм	0,26 $\cdot 10^{-6}$	0,43	2,328	0,47	2,13
89/3,25	0,132 $\cdot 10^{-6}$	0,325	3,08	0,35	2,86
108/4	0,0655 $\cdot 10^{-6}$	0,26	3,85	0,28	3,57
133/4	0,027 $\cdot 10^{-6}$	0,195	5,13	0,22	4,55
159/4,5	0,0128 $\cdot 10^{-6}$	0,155	6,45	0,17	5,88
219/6	0,00355 $\cdot 10^{-6}$	0,103	9,71	0,113	8,85

ПРИЛОЖЕНИЕ IV

ПЛОТДАЧА ОДНИМ ЭКВИВАЛЕНТНЫМ КВАДРАТНЫМ МЕТРОМ
($q_{\text{экв}}$) ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ ПРИ РАВНЫХ ЗНАЧЕНИЯХ

Δt_1	$q_{\text{экв}}$ при питании			Δt_r	$q_{\text{экв}}$ при питании		
	сверху вниз	снизу вниз	снизу вверх		сверху вниз	снизу вниз	снизу вверх
16	280	265	229	70	480	430	370
18	295	280	240	72	500	440	381
50	310	290	252	74	520	455	393
52	325	305	261	76	535	470	407
54	340	320	275	78	555	485	418
56	360	330	286	80	575	500	430
58	375	345	299	82	595	510	442
60	395	360	312	84	615	525	455
62	415	370	322	86	635	545	470
64,5	435	390	338	88	650	555	481
66	450	400	347	90	670	570	494
68	465	415	357				

Примечание. $q_{\text{экв}}$ по схеме питания «сверху вниз» даны для радиаторов «ребристых» и «рифленых», по остальным схемам питания — только для радиаторов «рифленых».

ПРИЛОЖЕНИЕ V

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ $k_{зм}$

	Значения Δt_t (теплоноситель — вода)										
	41—45	46—50	51—55	56—60	61—65	66—70	71—75	76—80	81—90	91—100	101—110
$k_{зм}$	5,8	6	6,2	6,4	6,7	6,8	7	7,1	7,3	7,6	7,8

ПРИЛОЖЕНИЕ VI

ТАБЛИЦЫ ЗНАЧЕНИЙ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Значения коэффициента β_0 , учитывающего скорость движения воды в приборе

Таблица 1

Относительный расход воды $G_{отн}$	1	4	6	и более
Значения β_0 при подаче воды по схеме:				
сверху вниз	1	1,02	1,03	1,05
снизу вниз	1	1,07	1,11	1,17
снизу вверх	1	1,05	1,09	1,15

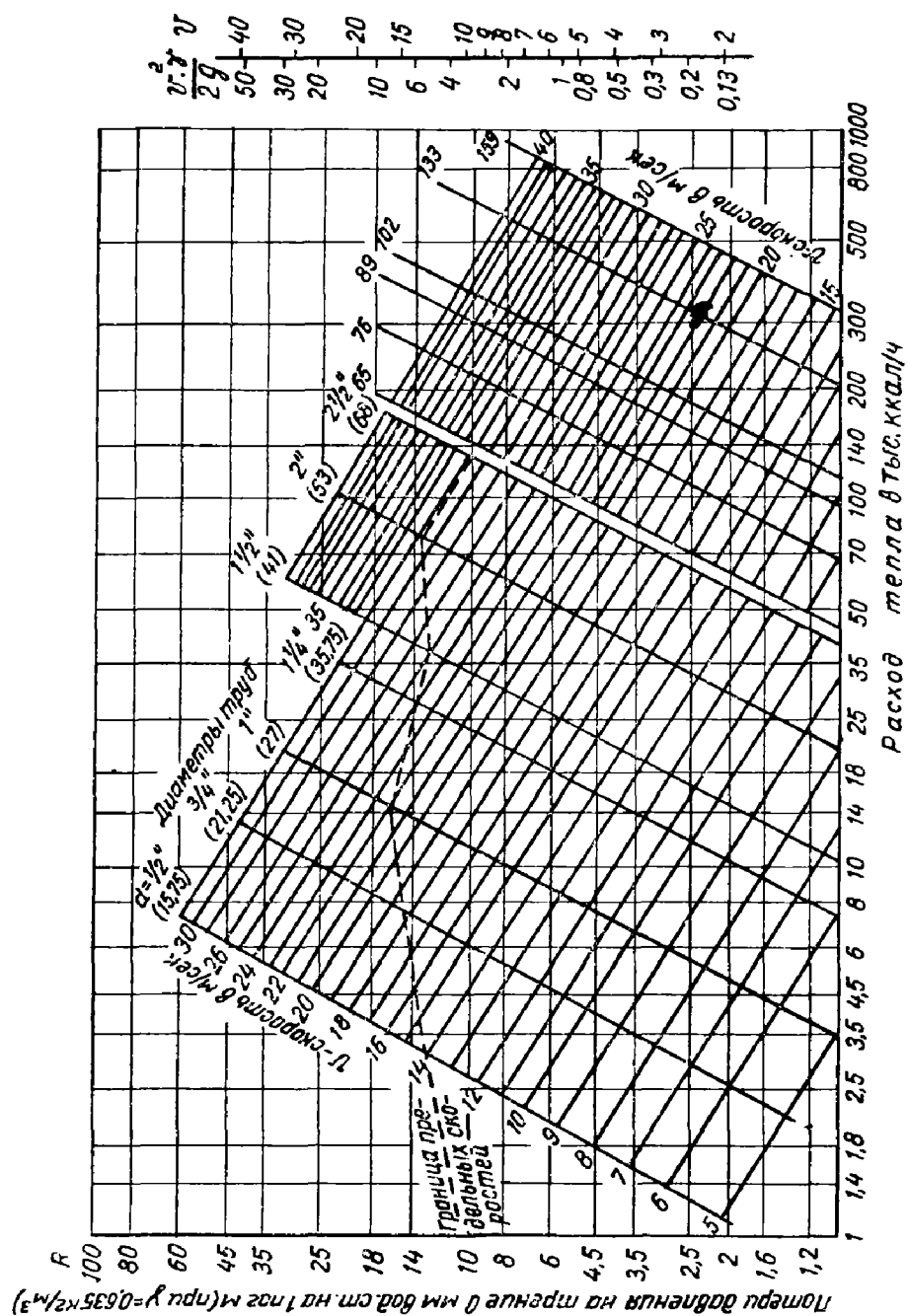
Значения поправочного коэффициента β_1 на охлаждение воды в трубах (скрытая и открытая прокладки)

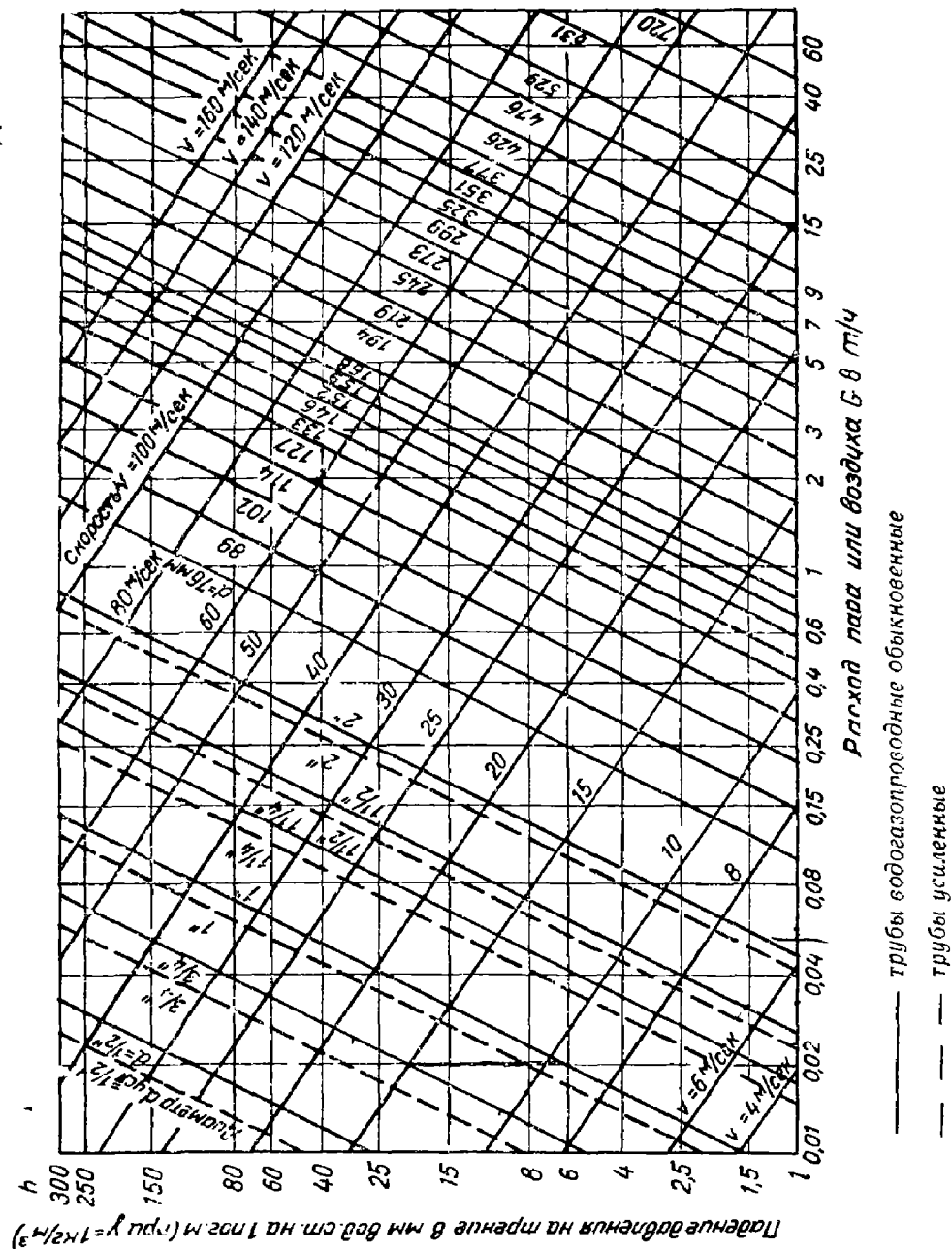
Таблица 2

Число этажей в здании	Расширяемый этаж										
	движение воды по стояку снизу вверх					движение воды по стояку сверху вниз					
	1—3	4	6	7	7	6	5	4	3	2	1
3	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4	1	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	1	1	1,01	—	—	—	—	—	—	—	—
6	1	1	1	1,01	—	—	—	—	—	—	—
7	1	1	1	1	1,01	1,05	1,05	1,08	1,08	1,1	1,1

ПРИЛОЖЕНИЕ VII

НОМОГРАММА Г. А. МАКСИМОВА ДЛЯ РАСЧЕТА ПАРОПРОВОДОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ





ПРИЛОЖЕНИЕ IX

СРАВНЕНИЕ ЕДИНИЦ СИ, МГСС И ВНЕСИСТЕМНЫХ ЕДИНИЦ

1. Единицы сил

$$1 \text{ кг} = 9,8 \text{ н} \qquad 1 \text{ н} = 0,102 \text{ кг}$$

2. Единицы работы, энергии, теплоты

$$1 \text{ кГм} = 9,81 \text{ дж} \qquad 1 \text{ дж} = 0,102 \text{ кГм}$$

$$1 \text{ ккал} = 4,19 \cdot 10^3 \text{ дж} \qquad 1 \text{ дж} = 0,289 \cdot 10^{-3} \text{ ккал}$$

$$1 \text{ квтч} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ дж} \qquad 1 \text{ дж} = 0,278 \cdot 10^{-6} \text{ квт-ч}$$

3. Единицы мощности

$$1 \text{ кГм/сек} = 9,81 \text{ вт} \qquad 1 \text{ вт} = 0,102 \text{ кГм/сек}$$

$$1 \text{ л. с.} = 736 \text{ вт} \qquad 1 \text{ вт} = 1,36 \cdot 10^{-3} \text{ л. с.}$$

4. Единицы давления

$$1 \text{ кГ/м}^2 = 9,81 \text{ н/м}^2 \qquad 1 \text{ н/м}^2 = 0,102 \text{ кГ/м}^2$$

$$1 \text{ ат} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2 \qquad 1 \text{ н/м}^2 = 1,02 \cdot 10^{-5} \text{ ат}$$

$$1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3 \text{ н/м}^2 \qquad 1 \text{ н/м}^2 = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт. ст.}$$

$$1 \text{ мм вод. ст.} = 9,81 \text{ н/м}^2 \qquad 1 \text{ н/м}^2 = 0,102 \text{ мм вод. ст.}$$

5. Единицы углов

$$1^\circ = \frac{\pi}{180} \text{ рад} = 1,75 \cdot 10^{-2} \text{ рад}; 1 \text{ рад} = 57^\circ 24'$$

$$1' = \frac{\pi}{180 \cdot 60} \text{ рад} = 2,91 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$$

$$1'' = \frac{\pi}{180 \cdot 60 \cdot 60} \text{ рад} = 4,85 \cdot 10^{-6} \text{ рад}$$

6. Единицы угловой скорости

$$1 \text{ об/мин} = 2\pi \text{ рад/мин} \qquad 1 \text{ рад/мин} = 0,16 \text{ об/мин}$$

$$1 \text{ об/сек} = 2\pi \text{ рад/сек} \qquad 1 \text{ рад/сек} = 0,16 \text{ об/сек}$$

7. Единицы температур

$$T_K = t_C + 273^\circ$$

8. Прочие единицы

Удельная теплоемкость

$$\text{ккал/кг } ^\circ\text{C} = 4,19 \cdot 10^3 \text{ дж/кг } ^\circ\text{C}$$

$$1 \text{ ккал/ч} = 1,163 \text{ вт}$$

Теплопроводность

$$\text{ккал/мч } ^\circ\text{C} = 1,163 \text{ вт/м } ^\circ\text{C}$$

Примечание. В системе СИ приняты условные обозначения: единица силы — н (ньютон); единицы работы, энергии, теплоты — дж (джоуль); единица мощности — вт (ватт); единица давления — н/м²; единица углов — рад (радиан);

ЛИТЕРАТУРА

- Строительные нормы и правила, СНиП II-V.6-62. Госстройиздат, 1963.
Строительные нормы и правила, СНиП II-A.6-62 и II-A.7-62. Госстройиздат, 1963.
Строительные нормы и правила, СНиП II-Г.7-62. Госстройиздат, 1963.
Е. А. Б е л и н к и й. Расчет и эксплуатационный режим однотрубных систем отопления. Изд-во Министерства коммунального хозяйства РСФСР, 1952.
Указания по проектированию отопления и вентиляции производственных и вспомогательных зданий промышленных предприятий, СН 7—57. Госстройиздат, 1958.
М. И. К и с с и н. Отопление и вентиляция. Ч. I. Отопление. Госстройиздат, 1955.
Справочник по проектированию отопления и вентиляции. Госстройиздат, 1963.
А. Ф. О ф и ц е р о в. Однотрубные системы водяного отопления. Госстройиздат, 1960.
П. Ю. Г а м б у р г. Таблицы и примеры расчета трубопроводов отопления и горячего водоснабжения. Госстройиздат, 1962.
Указания по расчету вертикальных однотрубных систем водяного отопления с нижней разводкой трубопроводов горячей и обратной воды, СН 228—62. Госстройиздат, 1963.
Р. В. Щ е к и н, С. М. К о р е н е в с к и й, Г. Б. Б е м, М. А. А р т ю ш е н к о, Ф. И. С к о р о х о д ь к о. Справочник по теплоснабжению и вентиляции в гражданском строительстве. Госстройиздат СССР, 1960.
Справочник проектировщика внутренних санитарно-технических устройств, ч. I. Стройиздат, 1964.
К. Ф. Ф о к и н. Строительная теплотехника ограждающих конструкций зданий. Госстройиздат, 1953.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Предисловие	3
Глава I. Теплотехнический расчет ограждающих конструкций зданий	5
§ 1. Расчетные формулы и справочные данные	—
§ 2. Примеры теплотехнического расчета ограждающих конструкций зданий	9
Глава II. Определение теплотерь и составление тепловых балансов помещений	21
§ 3. Основные и добавочные теплотери	—
§ 4. Учет тепла, расходуемого на нагрев материалов и транспорта. Учет тепловыделений от оборудования, материалов и людей	25
§ 5. Примеры подсчета теплотерь и составления тепловых балансов	26
Глава III. Системы водяного отопления с естественной циркуляцией	49
§ 6. Формулы для определения поверхности теплоотдачи нагревательных приборов	—
§ 7. Пояснения к примерам гидравлического расчета систем водяного отопления	51
§ 8. Примеры расчета систем отопления	—
Глава IV. Системы водяного отопления с насосной циркуляцией	79
§ 9. Подбор компенсаторов	—
§ 10. Учет естественного давления в насосных системах отопления. Коэффициенты затекания	80
§ 11. Определение коэффициентов затекания для однотрубных систем с замыкающими участками	83
§ 12. Гидравлический расчет вертикально-однотрубных проточных регулируемых и нерегулируемых систем отопления	86
§ 13. Гидравлический расчет однотрубных систем по методу переменных температурных перепадов	87
§ 14. Гидравлический расчет однотрубных систем с нижней разводкой	—
§ 15. Примеры расчета систем отопления	88
	201

Г л а в а V. Паровое отопление низкого давления	153
§ 16. Основы гидравлического расчета . . .	—
§ 17. Примеры расчета систем отопления	155
Г л а в а VI. Паровое отопление высокого давления . . .	169
§ 18. Гидравлический расчет и подбор оборудования . . .	—
§ 19. Примеры расчета трубопроводов и подбора оборудования	174
Приложения	193
Литература	200

Валентин Андреевич Кострюков
Примеры расчета по отоплению и вентиляции
Бланк для заказов 1964 г. № 28/9

* * *

Стройиздат
Москва, Третьяковский проезд, д. 1

* * *

Редактор издательства Л. Н. Кобуковская
Переплет художника В. С. Кулинича
Технический редактор Л. А. Комаровская
Корректор О. В. Стигнсева

Сдано в набор 24/III 1964 г. Подписано к печати 29/VIII 1964 г.
Т-13223. Бумага $70 \times 108 \frac{1}{16}$ 6,485 бум. л.—17,47 усл. печ. л.—
+1 вклейка 0,31 усл. печ. л. (16,3 уч.-изд. л.)
Тираж 16.000 экз. Изд. № АП-8171. Зак. № 223. Цена 67 коп.

Подольская типография Главполиграфпрома
Государственного комитета Совета Министров СССР по печати
г. Подольск, ул. Кирова, 25

ОПЕЧАТКИ

12	12 снизу	$D = 0,025 \times 7,05 + 0,95 >$ $\times 5,1 + 0,025 \times 7,29 = 5,21 >$ $> 4,1. H_0 < 7,1.$	$D = 0,025 \times 7,05 + 0,95$ $\times 5,1 + 0,025 \times 7,29 =$ $= 5,21 > 4,1, \text{ по } 7,1.$
88	10 снизу	$l \quad \frac{50}{0,0012(95-5)}$ $4,6 \text{ см.}$ $76^{1/3}$	$l \quad \frac{5}{0,0012(95-5)}$ $- 46 \text{ м.}$ 2
154	Табл. 34, 1 гра-		
	фа, 7 сверху		
184	5 сверху	Госстройиздат, 1963).	Госстройиздат. 1953).
184	6 снизу	$= 2 - 1 = 1 \text{ кг/см}^2$	$- 2 - 0 = 2 \text{ кг/см}^2.$

В. А КОСТРЮКОВ

**П И М Е Н
С Т
ПО ОТОПЛЕНИ
И ВЕНТИЛЯЦИИ**

Ч А С Т Ь

I

ОТОПЛЕНИЕ



СТРОИИЗДАТ
МОСКВА—1964