Доктор технических наук,
профессор Э. Х. ОДЕЛЬСКИЙ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ РАЗНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Издание второе,
переработанное и дополненное

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования БССР в качестве учебного пособия для студентов втузов по специальности „Теплогазоснабжение и вентиляция“

Издательство „Вышэйшая школа“
Минск 1967

0-41

Одельский Э. Х.

Гидравлический расчет трубопроводов разного назначения. Минск, «Вышэйш. школа», 1967.

103 стр. с илл.

Учебное пособие для студентов втузов по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция».

В книге даны основные сведения по теории гидродинамики потока разного назначения и гидравлическому расчету современных индустриальных систем центрального отопления и вентиляции с минимальным количеством типоразмеров деталей и узлов.

Теоретический материал разделен на логические части, после которых приведены конкретные примеры гидравлического расчета трубопроводов.

3—19—1
67-36

6С9.4

ПРЕДИСЛОВИЕ

После выпуска первого издания этой книги в 1961 г произошли значительные изменения в технике центрального отопления и вентиляции в связи с прогрессирующим внедрением индустриализации и сборности в строительство.

Оценку систем водяного отопления и вентиляции стали производить не только с точки зрения способности их обеспечить в помещениях требуемые температурный режим и вентиляционный воздухообмен, но и с точки зрения такого важного показателя, как индустриальность систем, оказывающих решающее влияние на повышение производительности труда, снижение стоимости систем, сокращение времени строительства, повышение качества монтажа и т. п.

Приведение сборных узлов к единым размерам и конфигурации создает благоприятные условия для их типизации и стандартизации и обеспечивает возможность их массового производства и взаимозаменяемости. Современные индустриальные системы отопления, вентиляции, газоснабжения и т. п. должны иметь минимальное количество типоразмеров узлов и деталей.

Во втором, переработанном и дополненном, издании книги рассматриваются:

1. Основы гидродинамики потоков разного назначения с иллюстрацией конкретных примеров гидравлического расчета трубопроводов.

2. Особенности гидравлического расчета современных индустриальных систем центрального отопления и вентиляции с минимальным количеством типоразмеров деталей и узлов. При этом рассматриваются с иллюстрацией примеров: а) однотрубные системы отопления с нижней разводкой с П-образными стояками; б) малометальные унифицированные системы водяного отопления с единым диаметром стояков и подводок к нагревательным приборам и единым диаметром подающей и обратной магистралей, с бетонными отопительными приборами с двухсторонней теплоотдачей и малыми диаметрами трубок греющих змеевиков; в) индустриальные приточные воздуховоды с равномерным распределением воздуха и еди-

ным размером воздуховода на всем его протяжении и одинаковыми размерами всех выпускных приточных патрубков.

3. Аналитический метод подбора вентиляторов общепромышленного назначения.

В книге дан перевод действующей системы единиц измерения в новую Международную систему единиц СИ (ГОСТ 9867-61).

Книга предназначена в качестве учебного пособия для студентов втузов специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция» и может быть использована специалистами по отоплению, теплофикации, вентиляции и газоснабжению.

1. ТРУБЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

В табл. 1 приведены основные размеры и характеристики стальных труб, рассчитанных на давление до 20 *атм* включительно, применяемых при сооружении систем водяного и парового отопления, водяных и паровых тепловых сетей, городских газопроводных сетей, внутридомовых газопроводов и т. п. В этой же таблице помещен ряд вспомогательных величин ($D^{4,75}$, $D^{5,25}$, $l_{экв}$ и др.), облегчающих гидравлические расчеты трубопроводов разного назначения.

В табл. 2 дан сортамент стальных электросварных труб наружного диаметра $D_{нар}$ от 426 до 1420 *мм* (ГОСТ 4015—52) для магистральных газопроводов дальнего действия. В этой же таблице помещены диаметры условного прохода D_0 и наружные диаметры труб $D_{нар}$.

Внутренние диаметры труб $D_{вн}$, необходимые для гидравлического расчета магистральных газопроводов, определяются по выражению

$$D_{вн} = D_{нар} - 2\delta \text{ мм},$$

где δ — толщина стенки трубы, рассчитываемая на предельное давление газа P по известному выражению

$$\delta = \frac{5P \cdot D_{нар} \cdot n}{\sigma} \text{ мм}.$$

В последнем выражении:

$D_{нар}$ — наружный диаметр трубы, *мм*;

P — предельное давление газа, *ата*;

σ — предел текучести металла, *кгс/см²*; в зависимости от качества металла величина σ принимается равной: $\sigma_1 = 2600$ *кгс/см²* и $\sigma_2 = 3300$ *кгс/см²*;

n — коэффициент запаса прочности; для линейных участков газопровода $n = 1{,}7$; для ответственных участков газопровода (переходы через реки, болота, железные дороги, автодороги с покрытием и т. п.) $n = 2$.

Показатели	Трубы стальные газовые ГОСТ 3262–55						
Условный проход D_0, *мм*, дюймы	15, 1/2"	20, 3/4"	25, 1"	32, 1 1/4"	40, 1 1/2"	50, 2"	65, 2 1/2"
Наружный диаметр $D_{нар}$, *мм*	21,25	26,75	33 5	42,25	48	60	75,5
Внутренний диаметр $D_{вн}$, *мм*	15,75	21,25	27,0	35,75	41	53	68
Вес 1 *пог. м*, *кГ/м*	1,25	1,63	2,42	3,13	3,84	4,88	6,64
$l'_{экв}$ для $\Sigma\xi=1$, *м*	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,5	3,5
$D^{4,75}_{вн}$	$49\cdot10^5$	$2\cdot10^6$	$6{,}1\cdot10^6$	$2{,}4\cdot10^7$	$4{,}6\cdot10^7$	$1{,}6\cdot10^8$	$5{,}1\cdot10^8$
$D^{5,25}_{вн}$	$1{,}93\cdot10^6$	$9{,}3\cdot10^6$	$32{,}7\cdot10^6$	$14{,}3\cdot10^7$	$29{,}3\cdot10^7$	$11{,}3\cdot10^8$	$41{,}8\cdot10^8$
$\frac{\pi D^2_{вн}}{4}\times 3600\cdot10^{-6}$	0,7	1,28	2,06	3,6	7,75	7,9	13,05

Диаметр условного прохода D_0, *мм*	400	450	500
Наружный диаметр трубы $D_{нар}$, *мм*	426	478	529
Внутренний диаметр трубы $D_{вн}$, *мм*	$D_{вн}=D_{нар}-26$		

2. ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ДЛЯ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

В табл. 3 помещены значения коэффициентов для местных сопротивлений трубопроводов систем водяного и парового отоплений, тепловых водяных и паровых сетей, газопроводоа низкого, среднего и высокого давлений. Новейшие значения

Трубы стальные бесшовные ГОСТ 8732—58

80	100	125	150	200	250	300	350	400
89	103	133	159	219	273	325	377	426
81	100	125	150	207	259	309	357	404
8,38	10,26	12,73	17,15	31,52	45,92	62,54	96,67	122,52
4	5	6	8	12	16	20	24	28
$14 \cdot 10^8$	$32 \cdot 10^8$	$9{,}1 \cdot 10^9$	$22 \cdot 10^9$	$10{,}2 \cdot 10^{10}$	$29 \cdot 10^{10}$	$6{,}3 \cdot 10^{11}$	$1{,}4 \cdot 10^{12}$	$26 \cdot 10^{12}$
$115 \cdot 10^8$	$325 \cdot 10^8$	$102 \cdot 10^9$	$266 \cdot 10^9$	$130 \cdot 10^{10}$	$405 \cdot 10^{10}$	$115 \cdot 10^{11}$	$2{,}5 \cdot 10^{13}$	$4{,}9 \cdot 10^{13}$
18,5	28,26	44	63,5	121	190	279	360	457

Таблица 2

600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400
630	720	820	920	1020	1120	1220	1320	1420

(толщина стенки трубы δ рассчитывается на предельное давление газа).

коэффициентов для местных сопротивлений сварных и стандартных тройников и крестовин приведены в специальной литературе.

Величины ξ для местных сопротивлений трубопроводов систем вентиляции, воздушного отопления, пневматического транспорта, сушильных установок и т. п. с достаточной точностью для практических целей помещены в табл. 4.

Более подробные данные о величинах ξ приведены в справочнике С. А. Рысина [6].

Таблица 3

Название местного сопротивления	Величина местного сопротивления ξ
Тройник-проход	 1,0
Тройник-поворот	 1,5
Тройник при встречных потоках	 3,0
Крестовина-проход	 2,0
Крестовина-поворот	 3,0
Крестовина при встречных потоках	 3,0
Внезапное изменение скорости	1,0 (ξ относится к большей скорости)
Отступы	0,5
Котел	2,5 (ξ относятся к скорости в подводящих трубах)
Радиатор	2,0
Сварка	0,1

	Условный диаметр D_0, *мм*, дюймы							
	8 и 10	15, 1/2"	20, 3/4"	25, 1"	32, 1 1/4	40, 1 1/2"	50, 2"	Остальные размеры труб
Проходной кран и кран двойной регулировки	—	4	2	2	2	2	—	—
Задвижки параллельные	—	1,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Вентиль обыкновенный	—	16	10	9	9	8	7	7
Угольник	3,0	2	2	1,5	1,5	1	1	—
Отвод под углом 90°	2,0	1,5	1,5	1	1	0,5	0,5	0,5
Двойной отвод	3 3	2	2	2	2	2	2	2
Муфта	—	0,5	—	—	—	—	—	—
Скоба	4,0	3	2	2	2	2	2	—

Таблица 4

№ п.п.	Название местного сопротивления	Величина местного сопротивления ζ
1	Выход из отверстия	1,0
2	Вход в отверстие с острыми краями	0,4
3	Вход в отверстие с закругленными краями	0,1
4	Прямое колено под углом 90° любого диаметра	1,3
5	Прямое колено с лопатками Прандтля	0,35
6	Отвод под углом 90° для $R = D$	0,35
	$R = 1{,}5D$	0,15
	$R = (2 \div 5)D$	0,1
7	Жалюзийная решетка	0,5
8	Сетка (при живом сечении 80%)	0,1
9	Тройник (крестовина)-проход	
	(нагнетание или отсасывание) для:	Отсасывающий тройник
	$\frac{D_1}{D_2} = 4$	0
	$\frac{D_1}{D_2} = 3$	0,2
	$\frac{D_1}{D_2} = 2$	0,4
	$\frac{D_1}{D_2} = 1{,}5$	0,7
	$\frac{D_1}{D_2} = 1{,}4$	1
	$\frac{D_1}{D_2} = 1{,}2$	0,7
	$\frac{D_1}{D_2} = 1{,}12$	0,4
	$\frac{D_1}{D_2} = 1{,}05$	0,2
	$\frac{D_1}{D_2} = 1{,}03$	0
		Нагнетательный тройник
10	Тройник (крестовина)-ответвление, включая отвод	 1,5

3. ЗАВИСИМОСТИ, НА ОСНОВЕ КОТОРЫХ СОСТАВЛЕНЫ ТАБЛ. 5, 11, 14, 22, 26 и 28 ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ

В основу составления таблиц для определения удельных потерь давления от трения в прямолинейных и цилиндрических трубопроводах, по которым транспортируются вода, насыщенный пар разных давлений, перегретый пар, горючие газы разного состава и разных давлений, воздух и т. п., положено уравнение Дарси — Вейсбаха в дифференциальной форме:

$$dP = -\lambda \frac{1000}{D} \cdot \frac{w^2}{2g} \gamma dl, \qquad (1)$$

где D — диаметр трубопровода, *мм*.

Условие неразрывности (сплошности) потока выражено зависимостями вида:

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot 10^{-6} \cdot 3600\, w\gamma = G \ кг/ч;$$

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot 10^{-6} \cdot 3600\, w = V \ м^3/ч.$$

Из последних уравнений имеем:

$$w = 353{,}7 \frac{V}{D^2} \ м/сек; \qquad (2)$$

$$w = 353{,}7 \frac{G}{\gamma \cdot D^2} \ м/сек. \qquad (3)$$

Далее рассмотрены только два режима движения жидкости: со слабо развитой турбулентностью потока и сильно развитой турбулентностью. Ламинарный режим движения не рассматривается, так как не является устойчивым во всех случаях экспериментальной и технической практики и легко подвергается возмущениям.

Признаком режима движения со слабо развитой турбулентностью является условие

$$\mathrm{Re} < 1000\, D. \qquad (4)$$

Для режима движения потока со слабо развитой турбулентностью безразмерный коэффициент сопротивления λ

в выражении (1) принят по зависимости Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}. \qquad (5)$$

Признаком, определяющим режим движения с сильно развитой турбулентностью потока, является условие

$$\mathrm{Re} > 1000\,D. \qquad (6)$$

Условия (4) и (6) получены для величины абсолютной шероховатости $\varepsilon = 0{,}1$ *мм* соответственно из выражений:

$$R < 100\frac{D}{\varepsilon};$$

$$R > 100\frac{D}{\varepsilon}.$$

Для режима движения с сильно развитой турбулентностью потока безразмерный коэффициент сопротивления λ в выражении (1) принят по зависимости проф. П. Л. Давидсона:

$$\lambda = \frac{0{,}063}{D^{0{,}25}}. \qquad (7)$$

Потери давления в трубопроводах от местных сопротивлений учитываются методом эквивалентных длин, по которому

$$l_{\text{экв}} = \Sigma\xi\,\frac{D}{1000\lambda}\ м. \qquad (8)$$

В зависимости от режима движения потока величина λ должна исчисляться по выражению (5) для слабо развитой турбулентности и по выражению (7) — для режима движения с сильно развитой турбулентностью потока.

В расчетных табл. 5, 11, 14, 22, 26 и 28 с приемлемой для практики точностью (в сторону расчетного запаса) помещены для каждого диаметра трубопровода величины $l'_{\text{экв}}$ для $\Sigma\xi = 1$, вычисленные по выражениям (7) и (8).

Значения коэффициентов ξ для местных сопротивлений приведены в табл. 3 и 4.

На участках трубопроводов полная потеря давления (от трения и местных сопротивлений) ΔP (*мм вод. ст.*) определяется умножением величины R (удельное сопротивление трения) на приведенную длину участка ($L = l + l_{\text{экв}}$), т. е. $\Delta P = RL$ *мм вод. ст.*

Применение приведенной длины L(*м*) упрощает процесс гидравлического расчета трубопроводов, освобождая от не-

обходимости пользоваться скоростями движения потоков для определения потери давления от местных сопротивлений.

При необходимости иметь составляющие полной потери давления от трения и местных сопротивлений в отдельности умножают величину R на l, т. е. получают Rl (потеря давления от трения), и определяют величину $z = \Sigma\xi \frac{w^2}{2g} \gamma$ (потеря давления от местных сопротивлений).

4. РАСЧЕТНАЯ ТАБЛ. 5 ДЛЯ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ И ВОДЯНЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

В основу составления табл. 5 для гидравлического расчета трубопроводов систем водяного отопления и тепловых водяных сетей положено выражение (1), при этом для получения рабочих формул приняты следующие исходные данные: температура воды в трубопроводах $t = 80°C$, удельный вес воды $\gamma_{t=80°C} = 972$ *кг/м*^{3} и кинематический коэффициент вязкости $\nu_{t=80°C} = 0{,}36 \cdot 10^{-6}$ *м*^{2}*/сек*.

Для режима движения воды в трубах со слабо развитой турбулентностью потока ($Re < 1000\ D$) выражение (1) с учетом уравнений (3) и (5) после интегрирования и преобразований примет вид

$$R_{\text{сл. турб}} = 414 \frac{G^{1.75}}{D^{4.75}} \text{ мм вод. ст./пог. м.} \qquad (9)$$

Для режима движения воды в трубах с сильно развитой турбулентностью ($Re > 1000\ D$) выражение (1) с учетом формул (3) и (7) после интегрирования и преобразований примет вид

$$R_{\text{турб}} = 414 \frac{G^2}{D^{5.25}} \text{ мм вод. ст./пог. м.} \qquad (10)$$

В табл. 1 приведены значения величин $D^{4,75}$ и $D^{5,25}$ для всех размеров труб, что облегчает пользование выражениями (9) и (10).

По выражениям (9) и (10) составлена табл. 5 для гидравлического расчета трубопроводов систем водяного отопления и тепловых водяных сетей. В этой таблице помещены для всех диаметров труб величины: G (*кг/ч*), R (*мм вод. ст./пог. м*) и $l'_{\text{экв}}$ для $\Sigma\xi = 1$ (пятая строка сверху); эквивалентную длину на участке трубопровода $l_{\text{экв}}$ получают следующим образом:

$$l_{\text{экв}} = l'_{\text{экв}} \cdot \Sigma\xi.$$

Водяное отопление и водяные тепловые сети

Сортамент труб	Трубы стальные газовые ГОСТ 3262—55							Трубы стальные бесшовные ГОСТ 8732—58							
Условный проход, *мм*, дюймы	15, 1/2"	20, 3/4"	25, 1"	32, 1 1/4"	40, 1 1/2"	50, 2"	56, 2 1/2"	80	100	125	150	200	250	300	350	400
Наружный диаметр, *мм*	21,25	26,75	33,50	42,25	48,00	50.00	75,50	89	108	133	159	219	273	325	377	426
Внутренний диаметр, *мм*	15,75	21,25	27,00	35,75	41,00	53,00	68,00	81	100	125	150	207	259	309	357	404
$l'_{экв}$ для $\Sigma\xi = 1$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,5	3,5	4,0	5,0	6,0	8,0	12,0	16,0	20,0	24,0	28,0
R *мм вод. ст./пог. м*	Часовая нагрузка G, *кг/ч*															
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
0,050		21	41	90	134	263	556	922	1576	2840	4650	10680				
0,055		23	43	94	140	276	584	968	1652	2984	4900	11100				
0,050		25	46	100	148	292	618	1024	1748	3160	5180	11760				
0,065		26	48	104	154	304	643	1064	1820	3280	5400	12240				
0,070		27	50	108	161	317	670	1110	1898	3420	5620	12760				
0,075		28	52	113	168	332	700	1160	1982	3580	5880	13360				
0,080		29	54	117	174	342	724	1200	2052	3708	6080	13820				
0,090	12,5	31	58	126	186	366	774	1280	2192	3960	6480	14760				
0,100	14	33	61	133	198	390	824	1354	2332	4212	6900	15680				

Продолжение

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
0,11	15	35	65	141	210	412	872	1444	2468	4460	7320	16600				
0,12	16	37	68	148	220	428	916	1518	2592	4680	7680	17440				
0,13	17	39	71	155	230	452	958	1588	2712	4900	8040	18260				
0,14	18	40	74	162	240	472	998	1658	2820	5112	8380	19000				
0,15	18,5	42	77	168	250	492	1040	1722	2944	5320	8720	19800				
0,16	19	44	80	174	260	512	1080	1792	3060	5524	9060	20600				
0,17	20	45	83	180	268	528	1114	1848	3160	5700	9360	21240				
0,18	20,5	47	86	186	276	544	1152	1908	3260	5880	9680	22000				
0,19	21	48	88	192	286	564	1194	1978	3380	6100	10000	22720				
0,20	22	49	91	198	294	578	1224	2000	3460	6260	10240	23360				
0,22	23	52	96	209	310	612	1296	2144	3660	6640	10880	24660				
0,24	24	55	101	220	326	642	1356	2248	3840	6960	11380	25840				
0,26	25	57	106	230	345	672	1424	2350	4032	7280	11920	27040				
0,28	26	60	110	240	358	704	1488	2464	4220	7620	12480	28400				
0,30	27	62	115	250	372	732	1544	2560	4368	7900	12960	29400				
0,33	29	66	121	262	390	770	1624	2700	4600	8320	13640	31000				
0,36	30,5	69	127	276	412	808	1708	2840	4840	8760	14360	32600				
0,40	32	74	135	294	437	860	1820	3020	5160	9300	15280	34600				
0,45	35	80	146	319	474	936	1970	3260	5580	10100	16560	37600				
0,50	37	83	154	334	496	976	2064	3420	5848	10560	17348	39400				
0,55	39	88	162	352	524	1036	2180	3612	6164	11160	18280	41600				
0,60	41	93	170	372	552	1088	2296	3800	6500	11760	19240	43600				
0,65	42	97	178	388	576	1136	2400	3980	6800	12280	20160	45280				
0,70	44	101	186	404	602	1184	2500	4152	7080	12800	21000	47000				
0,75	46	105	194	420	626	1236	2609	4320	7360	13320	21800	48800				
0,80	48	109	201	438	652	1280	2710	4484	7680	13840	22600	50200				
0,90	51	117	214	468	696	1368	2890	4792	8180	14800	24000	53200				
1,00	54	124	228	496	738	1454	3072	5088	8696	15716	25380	56160				
1,10	58	130	241	524	780	1536	3240	5364	9200	16540	26600	59000				
1,20	60	138	253	552	810	1616	3404	5644	9660	17280	27880	61800				

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1,30	63	144	264	576	856	1684	3560	5912	10080	17920	28920	64000				
1,40	66	150	276	602	894	1750	3720	6160	10460	18580	30000	66320				
1,50	69	156	287	626	930	1832	3870	6400	10800	19200	31000	68400				
1,60	71	162	298	650	968	1904	4032	6650	11260	20000	32200	71200				
1,70	74	168	308	672	1000	1976	4160	6880	11520	20420	33000	73000				
1,80	76	175	319	696	1034	2036	4300	7080	11880	21040	34000	75200				
1,9	78	179	330	718	1066	2100	4440	7300	12240	21720	35000	77600				
2,0	81	184	338	738	1098	2160	4560	7455	12500	22200	35800	79200	140000	236000	344000	504000
2,2	86	194	358	780	1160	2280	4800	7820	13120	23260	37560	83200	147000	246000	361000	526000
2,4	90	204	376	820	1220	2400	5032	8200	13740	24400	39360	87000	153000	258000	376000	548000
2,6	94	214	392	854	1270	2500	5220	8500	14260	25360	40800	90400	159000	268000	392000	568000
2,8	98	224	412	890	1336	2630	5420	8860	14800	26240	42400	93800	165000	278000	407000	592000
3,0	102	232	426	930	1380	2720	5620	9140	15320	27200	44000	97200	171000	288000	422000	612000
3,3	108	246	452	984	1464	2860	5900	9620	16140	28600	46160	102000	179000	303000	443000	640000
3,6	113	258	475	1032	1536	2984	6160	10040	16800	29840	48200	106600	187300	316000	462000	670000
4,0	120	274	504	1098	1632	3144	6488	10568	17744	31458	50764	112100	197800	337800	478400	705200
4,5	130	297	546	1180	1728	3340	6880	11200	18800	33360	54000	119000	210000	358000	496000	747000
5,0	137	312	574	1248	1824	3520	7260	11840	19840	35200	56800	125800	222000	378000	525000	790000
5,5	144	328	604	1310	1920	3700	7620	12400	20800	37000	59600	132000	232000	397000	550000	830000
6,0	152	346	636	1364	2000	3860	7940	12960	21580	38500	62200	137500	242000	414500	575000	865000
6,5	159	362	664	1420	2080	4000	8260	13480	22600	40000	64800	143000	252000	430000	596000	900000
7,0	166	378	692	1476	2160	4160	8620	14000	23540	41680	67200	149000	262000	447000	620000	935000
7,5	172	392	738	1528	2240	4304	8880	14480	24240	43120	69600	153800	271000	463000	641000	965000
8,0	179	401	760	1576	2304	4440	9180	14980	25040	44400	71800	159000	280000	477000	661000	1000000
9,0	192	436	801	1672	2444	4720	9720	15852	26616	47188	76144	168150	296700	506700	702600	1057500
10,0	202	460	848	1760	2580	4960	10240	16680	28000	49720	80200	177100	312000	534500	740000	1115000
11,0	214	484	890	1844	2704	5220	10750	17560	29400	52200	84600	186000	328000	560000	776000	1170000
12,0	226	504	928	1924	2820	5440	11200	18280	30640	54400	87800	194000	342000	585000	810000	1220000
13,0	235	526	968	2008	2940	5680	11680	19040	32000	56800	91600	202000	357000	610000	845000	1273000
14,0	245	544	1000	2080	3056	5880	12120	19960	33160	58800	94800	210000	370000	630000	875000	1320000

Продолжение

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
15,0	252	564	1040	2160	3160	6080	12560	20440	34280	60800	98200	217000	382500	654000	905000	1365000
16,0	262	584	1072	2224	3254	6280	12950	21136	35488	62916	103528	224200	395500	675600	936800	1410400
17,0	270	600	1104	2296	3360	6480	13360	21800	36600	64800	104600	231500	407500	695000	965000	1455000
18,0	278	616	1136	2360	3456	6652	13720	22400	37600	66600	107200	238000	419000	715000	990000	
19,0	286	636	1168	2436	3560	6860	14160	23040	38760	68600	110800	245000	432000	740000	1020000	
20,0	294	652	1200	2484	3640	7040	14560	23600	40600	70400	113400	250500	452000	755000		
22,0	308	684	1256	2608	3820	7360	15200	24800	41600	73600	116400	263000	464000	790000		
24,0	322	714	1312	2724	4000	7700	15880	25840	43480	77200	124400	275000	485000			
26,0	334	744	1368	2840	4160	8000	16560	27000	45200	80200	129400	286000	505000			
28,0	346	768	1416	2940	4320	8300	17080	27920	46800	83200	134000	296000				
30,0	360	800	1472	3056	4480	8620	17800	29000	48600	86400	139200	308000				
$A = 2{,}74 \cdot D^2$	682	1240	2000	3500	4606	7700	12700	18000	27400	42700	61500	118000	184000	262000	350000	448000

Приведенная длина на участке трубопровода L, как известно, равна

$$L = l + l_{экв} = l + l'_{экв} \cdot \Sigma\xi.$$

Величина полной потери давления на рассматриваемом участке трубопровода равна произведению RL.

При необходимости иметь составляющие полной потери давления от трения и местных сопротивлений в отдельности умножают величину R на l, т. е. получают Rl (потеря давления от трения), и определяют величину $z = \Sigma\xi \frac{w^2}{2g}\gamma = 50\,\Sigma\xi w^2$ (потеря давления от местных сопротивлений). Член $\frac{w^2}{2g}\gamma$ (теплоноситель — вода) может быть принят равным

$$\frac{w^2}{2g}\gamma \approx 50\,w^2.$$

Скорость движения воды в трубах определяется по табл. 5 делением G (*кг/ч*) на вспомогательную величину A (последняя строка таблицы).

Пользование этой таблицей для гидравлического расчета трубопроводов отопления и тепловых водяных сетей иллюстрируется примерами 1, 2 и 3.

Пример 1. Рассчитать трубопровод стояка водяного *отопления* (рис. 1) на общую потерю давления $\Sigma RL = 135$ *мм вод. ст.* Тепловые нагрузки, длины участков трубопроводов, нумерация участков и т. п. приведены на *этом рисунке.*

Решение. Гидравлический расчет трубопроводов стояка (рис. 1) сведен в табл. 6.

Размер диаметров подводок (трубы, соединяющие отопительные приборы и стояк) принят $d = 1/2''$ по размеру диаметра подводок на участках *6* и *7*.

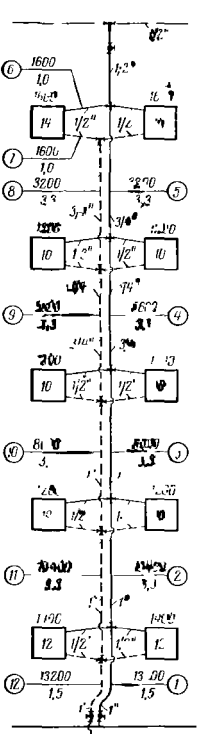


Рис. 1.

Таблица 6

№ участка	Q, ккал/ч	G, кг/ч	l, м	D	R, мм вод. ст./пог. м	$l'_{экв}$, м	$\Sigma\xi$	$l_{экв}$, м	L	RL	ΣRL
1	13200	528	1,5	1″	4,5	0,8	7,5	6	7,5	33,8	33,8
2	10400	416	3,3	1″	3	0,8	4	3,2	6,5	19,5	53,3
3	8000	320	3,3	1″	1,8	0,8	4	3,2	6,5	11,7	65,0
4	5600	224	3,3	3/4″	2,8	0,6	4	2,4	5,7	16,0	81,0
5	3200	128	3,3	3/4″	1,1	0,6	4	2,4	5,7	6,3	87,3
6	1600	64	1	1/2″	1,3	0,4	7	2,8	3,8	5,0	92,3
7	1600	64	1	1/2″	1,3	0,4	5	2	3,0	3,9	96,2
8	3200	128	3,3	3/4″	1,1	0,6	4	2,4	5,7	6,3	102,5
9	5600	224	3,3	3/4″	2,8	0,6	4	2,4	5,7	16	118,5
10	8000	320	3,3	1″	1,8	0,8	4	3,2	6,5	11,7	130,2
11	10400	416	3,3	1″	3	0,8	4	3,2	6,5	19,5	149,7
12	13200	528	1,5	1″	4,5	0,8	7,5	6	7,5	33,8	183,5

Местные сопротивления (*по табл. 3*)

Участки *1* и *12*:	тройник-поворот	1,5
	кран проходной	2,0
	отвод двойной	2,0
	скоба	2,0
		7,5
Участки *2, 3, 4, 5, 8, 9, 10* и *11*:	крестовина-проход	2,0
	скоба	2,0
		4
Участок *6*:	крестовина-поворот	3,0
	радиатор	2,0
	отвод двойной	2,0
		7,0
Участок *7*:	тройник-противоток	3,0
	отвод двойной	2,0
		5,0

Пример 2. Рассчитать трубопровод части системы водяного отопления с нижней разводкой, попутным движением воды и насосной циркуляцией на общую потерю давления $\Sigma RL \simeq 550$ *мм вод. ст.*

Схема трубопровода изображена на рис. 2 и 3. Тепловые нагрузки, длина участков, нумерация стояков и участков приведены на этих же рисунках.

Р е ш е н и е. Гидравлический расчет циркуляционного кольца через стояк IV сведен в табл. 7, через стояк *I* — в табл. 8, а через стояк *II* — в табл. 9.

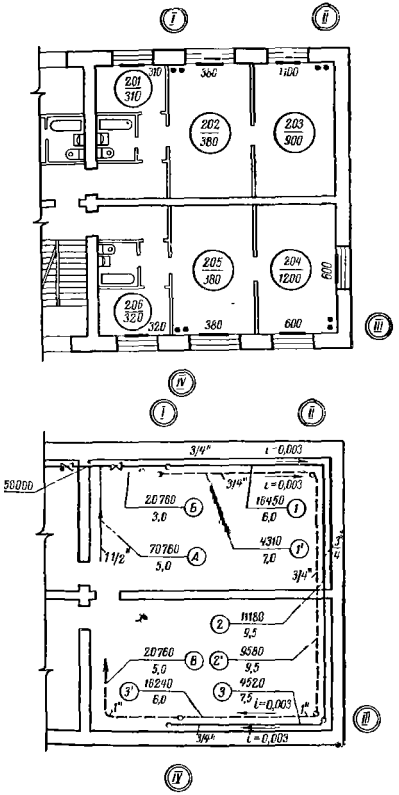

I
II
III
IV
201
310
202
360
203
900
205
360
204
1200
206
320
310
360
1100
320
360
600
600
3/4"
i=0,003
50000
20760
Б
3,0
3/4"
i=0,003
16450
I
6,0
4310
Г
7,0
70760
А
5,0
1 1/2"
2,5
3/4"
2
11180
9,5
20760
В
5,0
9580
2'
9,5
16240
3'
6,0
9520
3
7,5
i=0,003
1"
1"
3/4"
i=0,003

Рис. 2.

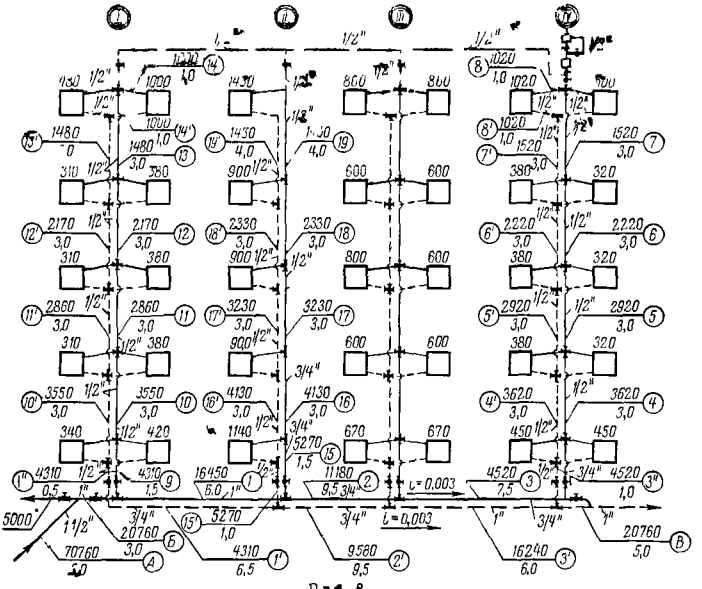

I
II
III
IV
i = 0,003
i = 0,003
Рис 8

Таблица 7

Расчет циркуляционного кольца через стояк *IV*

№ участка	*Q*, ккал/ч	*G*, кг/ч	*l*, м	D_0	*R*, мм вод. ст./пог. м	*l'*экв, м	$\Sigma\xi$	$l_{экв}$, м	*L*, м	*Rl*, мм вод. ст.	ΣRl, мм вод. ст.	Примечания
A	70760	2830	5,0	1½″	12,0	1,5	1,5	2,2	7,2	86,5	86,5	
Б	20760	830	3,0	1″	9,6	0,8	4,5	3,6	6,6	63,4	149,9	
1	16450	660	6,0	1″	6,5	0,8	1,0	0,8	6,8	44,2	193,1	
2	11180	448	9,5	¾″	9,5	0,6	2,5	1,5	11,0	104,5	297,6	
3	4520	180	7,5	¾″	1,9	0,6	10,0	6,0	13,5	25,6	323,2	
4	3620	145	3,0	½″	5,5	0,4	5,0	2,0	5,0	27,5	350,7	
5	2920	117	3,0	½″	3,8	0,4	5,0	2,0	5,0	19,0	369,7	
6	2220	85	3,0	½″	2,2	0,4	5,0	2,0	5,0	11,0	380,7	
7	1520	60	3,0	½″	1,2	0,4	5,0	2,0	5,0	6,0	386,7	
8	1020	41	1,0	½″	0,6	0,4	7,0	2,8	3,8	2,3	389,0	
8′	1020	41	1,0	½″	0,6	0,4	6,0	2,0	3,0	1,8	390,8	
7′	1520	60	3,0	½″	1,2	0,4	5,0	2,0	5,0	6,0	396,8	
6′	2220	85	3,0	½″	2,2	0,4	5,0	2,0	5,0	11,0	407,8	
5′	2920	117	3,0	½″	3,8	0,4	5,0	2,0	5,0	19,0	426,8	
4′	3620	145	3,0	½″	5,5	0,4	5,0	2,0	5,0	27,5	454,3	
3″	4520	180	1,0	½″	8,0	0,4	8,5	3,4	4,4	35,2	489,5	
B	20760	830	5,0	1″	9,6	0,8	2,0	1,6	6,6	63.4	552,9	≈553

Таблица 8

Расчет циркуляционного кольца через стояк *I*

№ участка	*Q*, ккал/ч	*G*, кг/ч	*l*, м	D_0	*R*, мм вод. ст./пог. м	*l'*экв, м	$\Sigma\xi$	$l_{экв}$, м	*L*, м	*Rl*, мм вод. ст.	ΣRl, мм вод. ст.	Примечания
A	70760	2830	5,0	1½″	12,0	1,5	1,5	2,2	7,2	86,5	86,5	
B	20760	830	3,0	1″	9,6	0,8	4,5	3,6	6,6	63,4	149,9	
9	4310	173	1,5	½″	7,5	0,4	10,5	4,2	5,7	42,7	192,6	
10	3550	142	3,0	½″	5,4	0,4	5,0	2,0	5,0	27,0	219,6	
11	2860	114	3,0	½″	3,6	0,4	5,0	2,0	5,0	18,0	237,6	
12	2170	87	3,0	½″	2,2	0,4	5,0	2,0	5,0	11,0	248,6	
13	1480	60	3,0	½″	1,2	0,4	5,0	2,0	5,0	6,0	254,6	
14	1000	40	1,0	½″	0,6	0,4	7,0	2,8	3,8	2,3	256,9	
14′	1000	40	1,0	½″	0,6	0,4	5,0	2,0	3,0	1,8	258,7	
13′	1480	60	3,0	½″	1,2	0,4	5,0	2,0	5,0	6,0	264,7	
12′	2170	87	3,0	½″	2,2	0,4	5,0	2,0	5,0	11,0	275,7	
11′	2860	114	3,0	½″	3,6	0,4	5,0	2,0	5,0	18,0	293,7	
10′	3550	142	3,0	½″	5,4	0,4	5,0	2,0	5,0	27,0	320,7	
1″	4310	173	0,5	½″	7,5	0,4	6,0	2,4	2,9	21,7	342,4	
1′	4810	173	6,5	¾″	1,8	0,6	5,5	3,3	9,8	17,6	360,0	
2′	9580	384	9,5	¾″	7,2	0,6	2,5	1,5	11,0	79,2	439,2	
3′	16240	650	6,0	1″	6,3	0,8	2,5	2,0	8,0	50,5	489,7	
B′	20760	830	5,0	1″	9,6	0,8	2,0	1,6	6,6	63.4	553,1	≈553

К таблице 7

Местные сопротивления к расчету кольца через стояк *IV*

Участок А:
тройник-ответвление 1,5
(на чертеже не показан)

Участок Б: тройник-поворот 1,5
вентиль „Косва" 3,0
$\Sigma\xi = 4.5$

Участок 1: тройник проходной 1,0

Участок 2: отвод под углом 90° 1,5
тройник-проход 1,0
$\Sigma\xi = 2,5$

Участок 3: тройник-проход 1,0
2 отвода под углом 90° 3,0
кран проходной 2,0
отвод двойной 2,0
скоба 2,0
$\Sigma\xi = 10,0$

Участки 4, 5, 6, 7, 7', 6', 5' и 4':
крестовина-проход 2,0
скоба 3,0
$\Sigma\xi = 5,0$

Участок 8: крестовина-поворот 3
радиатор 2
отвод двойной 2
$\Sigma\xi = 7$

Участок 8':
тройник-противоток 3,0
отвод двойной 2,0
$\Sigma\xi = 5,0$

Участок 3'': отвод двойной 2,0
кран проходной 2,0
скоба 3,0
тройник-поворот 1,5
$\Sigma\xi = 8,5$

Участок В: тройник-проход 1,0
отвод под углом 90° 1,0
$\Sigma\xi = 2,0$

К таблице 8

Местные сопротивления к расчету кольца через стояк I

Участок А:
тройник-ответвление 1,5

Участок Б: тройник-поворот 1,5
вентиль „Косва" 3,0
$\Sigma\xi = 4,5$

Участки 10, 11, 12, 13', 12', 11' и 10': крестовина-проход 2,0
скоба 3,0
$\Sigma\xi = 5,0$

Участок 9: кран проходной 4,0
тройник-ответвление 1,5
отвод двойной 2,0
скоба 3,0
$\Sigma\xi = 10,5$

Участок 14:
крестовина-поворот 3,0
радиатор 2,0
отвод двойной 2,0
$\Sigma\xi = 7,0$

Участок 14':
тройник-противоток 3,0
отвод двойной 2,0
$\Sigma\xi = 5,0$

Участок 1': скоба 2,0
отвод двойной 2,0
отвод под углом 90° 1,5
$\Sigma\xi = 5,5$

Участки 2' и 3':
тройник-проход 1,0
отвод под углом 90° 1,5
$\Sigma\xi = 2,5$

Участок В: тройник-проход 1,0
отвод под углом 90° 1,0
$\Sigma\xi = 2,0$

Участок 1'':
крестовина-проход 2,0
кран проходной 4,0
$\Sigma\xi = 6,0$

Располагаемое давление на стояк *II* составит: $H_{II} = H_{кольца} - [(\Sigma RL)_{A-1} + (\Sigma RL)_{2'-B}] = 553 - (193{,}1 + 193{,}2) = 166{,}8$ *мм вод. ст.*

№ участка	*Q*, ккал/ч	*G*, кг/ч	*l*, м	D_0	*R*, мм вод. ст./пог. м	$l'_{экв}$, м	$\Sigma\xi$	$l_{экв}$, м	*L*, м	*RL*, мм вод. ст.	ΣRL, мм вод. ст.
15	5270	211	1,5	3/4″	2,5	0,6	5,5	3,3	4,8	12,0	12,0
16	4130	165	3,0	3/4″	1,8	0,4	1,0	0,6	3,6	6,5	18,5
17	3230	129	3,0	1/2″	4,5	0,4	1,0	0,4	3,4	15,3	33,8
18	2330	93	3,0	1/2″	2,6	0,4	1,0	0,4	3,4	8,9	42,4
19	1430	57	4,0	1/2″	1,1	0,4	6,5	2,6	6,6	7,3	50,0
19′	1430	57	4,0	1/2″	1,1	0,4	6,5	2,6	6,6	7,3	57,3
18′	2330	93	3,0	1/2″	2,6	0,4	4,0	1,6	4,6	12,0	69,3
17′	3230	129	3,0	1/2″	4,5	0,4	4,0	1,6	4,6	20,7	90,0
16′	4130	165	3,0	1/2″	7,0	0,4	4,0	1,6	4,6	32,2	122,2
15′	5270	211	1,0	1/2″	10,5	0,4	10,0	4,0	5,0	52,5	174,7

Местные сопротивления

Участок 15:
- тройник-поворот 1,5
- кран проходной 2,0
- отвод двойной 2,0
- $\Sigma\xi = 5{,}5$

Участки 16, 17, 18:
- тройник-проход 1,0

Участки 16′, 17′, 18′:
- тройник-проход 1,0
- скоба 3,0
- $\Sigma\xi = 4{,}0$

Участок 19:
- тройник проход 1,0
- тройник-поворот 1,5
- радиатор 2,0
- отвод двойной 2,0
- $\Sigma\xi = 6{,}5$

Участок 19′:
- отвод двойной 2,0
- отвод под углом 90° 1,5
- скоба 3,0
- $\Sigma\xi = 6{,}5$

Участок 15′:
- тройник-проход 1,0
- кран проходной 4,0
- отвод двойной 2,0
- скоба 3,0
- $\Sigma\xi = 10{,}0$

Пример 3. Рассчитать трубопровод тепловой водяной сети на общую потерю давления $\Delta P_{\text{сети}} \approx 10$ *м вод. ст.* Схема трубопровода тепловой сети изображена на рис. 4. Тепловые нагрузки, длины участков и их нумерация приведены на этом же рисунке. Давление в обратной магистрали в колодце K должно быть не меньше $P_{\text{обр}} = 20$ *м*; потеря давления в узле управления тепловых потребителей на преодоление сопротивления элеватора, трубопровода, арматуры и т. п. $\Delta P_{\text{уз. упр}} \approx 15$ *м*.

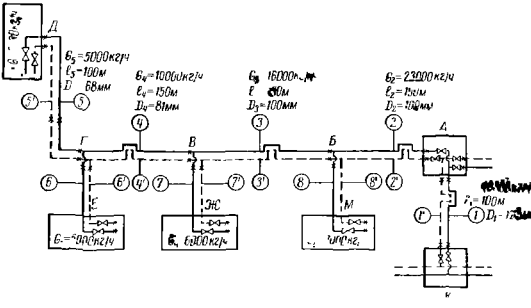


Рис. 4.

Решение. Давление в подающей магистрали в колодце K должно составить

$$P_{\text{под}} = P_{\text{обр}} + \Delta P_{\text{сети}} + \Delta P_{\text{уз. упр}} = 20 + 10 + 15 = 45 \text{ м вод. ст.}$$

Гидравлический расчет трубопровода тепловой водяной сети сведен в табл. 10.

Давление в подающем трубопроводе в конце участка I в колодце A должно составить

$$P_A^{\text{под}} = P_{\text{под}} - \Sigma RL_1 = 45 - 1{,}48 = 43{,}52 \text{ м вод. ст.}$$

Давление в обратном трубопроводе в начале участка I' в колодце A должно составить

$$P_A^{\text{обр}} = P_{\text{обр}} + \Sigma RL_1' = 20 + 1{,}24 = 21{,}24 \text{ м вод. ст.}$$

Располагаемое давление в колодце A

$$P_A = P_A^{\text{под}} - P_A^{\text{обр}} = 43{,}52 - 21{,}24 = 22{,}28 \text{ м вод. ст.}$$

В пунктах $Б$, $В$, $Г$ и $Д$ давления в подающем и обратном трубопроводах сети и располагаемые давления подсчитаны по аналогии с давлениями в колодце A и приведены в табл. 10.

Таблица 10

№ участка	G, кг/ч	l, м	$D_{вн}$, мм	$\Sigma\xi$	$l'_{экв}$, м	$l_{экв}=l'_{экв}\cdot\Sigma\xi$, м	$L=l+l_{экв}$, м	R, мм вод. ст./пог. м	LR, мм вод. ст.	Давление в конце участка, м вод. ст.	Располагаемое давление в пунктах, м вод. ст.	Примечания
Основной ствол тепловой сети												
1	48000	100	125	8	6	48	148	10	1480	43,52	*А*	
1′	48000	100	125	4	6	24	124	10	1240	21,24	22,28	
2	23000	150	100	4	5	20	170	7	1190	42,33	*Б*	
2′	23000	150	100	5,5	5	27,5	177,5	7	1243	22,48	19,85	
3	16000	150	100	3	5	15	165	3,3	545	41,78	*В*	
3′	16000	150	100	3	5	15	165	3,3	545	23,02	18,76	
4	1000	150	81	3	4	12	162	10	1620	40,16	*Г*	
4′	1000	150	81	3	4	12	162	10	1620	24,64	15,52	
5	5000	100	68	3	3,5	10,5	110,5	24	265	39,89	*Д*	
5′	5000	100	68	3	3,5	10,5	110,5	24	265	24,90	14,99	
Подводки												
6	5000	20	53	4,5	2,5	11	31	10	310	39,85	*Е*	
6′	5000	20	53	2,5	2,5	6	26	10	260	24,90	13,95	
7	6000	20	41	12	1,5	18	38	51	1938	39,84	*Ж*	Установлены вентили
7′	6000	20	41	10	1,5	15	35	51	1785	23,80	15,04	
8	7000	20	41	12	1,5	18	38	69	2622	39,71	*М*	То же
8′	7000	20	41	10	1,5	15	35	69	2415	24,90	14,81	

По давлениям в подающем и обратном трубопроводах сети в пунктах *Б*, *В*, *Г* и *Д* подбираются диаметры ответвлений на участках *6* и *6'*, *7* и *7'*, *8* и *8'* таким образом, чтобы в узлах управления у потребителей располагаемое давление на преодоление сопротивления элеватора и т. п. равнялось 15 *м вод. ст.* Так, сопротивление участка *6*, согласно табл. 10, составляет $\Sigma RL_6 = 0{,}31$ *м вод. ст.*, и давление в конце участка *6* должно быть равно

$$P_E = P_\Gamma^{\text{под}} - \Sigma RL_6 = 40{,}16 - 0{,}31 = 39{,}85 \text{ м вод. ст.}$$

Сопротивление участка *6'* составляет $\Sigma RL_{6'} = 0{,}26$ *м вод. ст.*, а давление в начале участка *6'* должно быть равно

$$P_E^{\text{обр}} = P_\Gamma^{\text{обр}} + \Sigma RL_{6'} = 24{,}64 + 0{,}26 = 24{,}90 \text{ м вод. ст.}$$

Располагаемое давление в узле управления *Е* равно

$$P_E^{\text{под}} - P_E^{\text{обр}} = 39{,}85 - 24{,}90 = 14{,}95 \text{ м вод. ст.}$$

5. РАСЧЕТНАЯ ТАБЛ. 11 ДЛЯ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

В основу составления таблицы для гидравлического расчета трубопроводов систем парового отопления низкого давления положены выражения (1), (3), (5) и (7) и следующие исходные данные: давление $P_{\text{ср}} = \text{const} = 1{,}06$ *ата*; удельный вес пара $\gamma_x = 0{,}67$ *кг/м*^{3}; степень сухости пара $x = 0{,}94$; теплота парообразования $rx = 507$ *ккал/кг* и тепловые потери паропровода $\frac{\Delta G}{2} = 0{,}04\,G$.

Для режима движения пара низкого давления в трубах при слабо развитой турбулентности потока ($\text{Re} < 1000\,D$) выражение (1) с учетом выражений (3) и (5) и величин исходных данных ($P_{\text{ср}} = 1{,}06$ *ата*, $\gamma_x = 0{,}67$ *кг/м*^{3}, $rx = 507$ *ккал/кг* и $\frac{\Delta G}{2} = 0{,}04\,G$) после интегрирования и преобразований примет вид

$$R = 28{,}2 \cdot 10^4 \frac{(1{,}04 \cdot G)^{1{,}75}}{D^{4{,}75}}.$$

Последнее выражение при замене величины G на $G = \frac{Q}{rx} = \frac{Q}{507}$ после преобразований примет вид рабочей формулы

$$R = 5{,}58 \frac{Q^{1{,}75}}{D^{4{,}75}} \text{ мм вод. ст./пог. м}, \qquad (11)$$

где Q — полезная часовая тепловая нагрузка трубопровода *ккал/ч* (1,16 *вт*).

Для режима движения пара низкого давления в трубах при сильно развитой турбулентности потока ($Re > 1000D$) выражение (1) с учетом уравнений (3) и (7) и величин исходных данных ($P_{ср} = 1{,}06$ *ата*, $\gamma_x = 0{,}67$ *кг/м³*, $rx = 507$ *ккал/кг* и $\frac{\Delta G}{2} = 0{,}04G$) после интегрирования и преобразований примет вид

$$R = 63 \cdot 10^4 \frac{(1{,}04 \cdot G)^2}{D^{5{,}25}}. \qquad (12')$$

Последнее выражение при замене величины G на $G = \frac{Q}{507}$ после преобразований примет вид рабочей формулы

$$R = 2.66 \frac{Q^2}{D^{5{,}25}} \text{ мм вод. ст./пог. м}, \qquad (12)$$

где Q — полезная часовая тепловая нагрузка трубопровода, *ккал/ч* (1,16 *вт*).

В табл. 1 приведены значения величин $D^{4{,}75}$ и $D^{5{,}25}$ для всех размеров труб, что облегчает пользование выражениями (11) и (12).

На основе выражений (11) и (12) составлена вспомогательная табл. 11 для гидравлического расчета трубопроводов систем парового отопления низкого давления. В этой таблице помещены для каждого диаметра трубопровода часовые тепловые нагрузки (*ккал/ч*) и соответствующие им величины K. Скорость движения пара определяется делением часовой тепловой нагрузки на величину A, помещенную внизу (в последней строке) таблицы.

Приведенная длина на участке трубопровода L, как известно, равна

$$L = l + l_{экв} = l + l'_{экв} \Sigma \xi.$$

Величина полной потери давления на рассматриваемом участке трубопровода равна произведению RL.

При необходимости иметь составляющие полной потери давления от трения и местных сопротивлений в отдельности умножают величину R на l, т. е. получают Rl (потеря давления от трения), и определяют величину $z = \frac{w^2}{2g} \gamma \Sigma \xi = 0{,}032 w^2 \Sigma \xi$ (потеря давления от местных сопротивлений). Член $\frac{w^2}{2g} \gamma$ (для пара низкого давления) может быть принят равным

$$\frac{w^2}{2g} \gamma = 0{,}032\, w^2.$$

Паровое отопление низкого давления

Сортамент труб	Трубы стальные газовые ГОСТ 3262—55							Трубы стальные бесшовные ГОСТ 8732—58								
Условный проход, *мм*, дюймы	15, 1/2"	20, 3/4"	25, 1"	32, 1 1/4"	40, 1 1/2"	50, 2"	65, 2 1/2"	80	100	125	150	200	250	300	350	400
Наружный диаметр, *мм*	21,25	26,75	33,50	42,25	48,00	60,00	75,50	89	108	133	159	219	273	325	377	426
Внутренний диаметр, *мм*	15,75	21,25	27,00	35,75	41,00	53,00	68,00	81	100	125	150	207	250	309	357	404
$l'_{экв}$ для $\Sigma\xi = 1$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,5	3,5	4,0	5,0	6,0	8,0	12,0	16,0	20,0	24,0	28,0
R, *мм вод. ст./пог. м*	Часовая тепловая нагрузка Q, *ккал/ч*															
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
0,5			1840	3920	5810	11500	24200	40000	68500	124000	203000	445000	830000			
0,75		1230	2320	4930	7330	14400	30500	50500	86200	156000	256000	582000	1104800			
1,0		1450	2730	5710	8640	17025	35970	59600	101800	184000	301900	686400	1234000			
1,2	710	1600	3030	6450	9600	18900	39900	56200	113000	204000	335000	763000	1360000			
1,4	770	1755	3300	7050	10450	20600	43500	72100	123000	222500	365000	826000	1460000			
1,6	835	1900	3500	7620	11300	22300	47100	78000	133300	241000	395000	889000	1570000			
1,8	895	2030	3820	8150	12100	23800	50400	83500	142500	257500	422000	935000	1650000			
2,0	945	2160	4050	8650	12800	25250	53500	88500	151000	273000	447000	985000	1740000			
2,2	1000	2280	4290	9150	13600	26700	55600	93500	160000	288500	478000	1030000	1828000			
2,4	1050	2392	4500	9600	14260	28100	59400	98600	168000	303500	490000	1080000	1915000			
2,6	1100	2500	4700	10000	14850	29300	61900	102500	175000	315000	509000	1130000	1990000			
2,8	1120	2545	4800	10200	15100	30000	64000	105000	179000	324000	520000	1160000	2060000			

Продолжение

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
3,0	1190	2715	5100	10900	16150	31800	67300	115000	190500	332000	546000	1210000	2140000			
3,5	1310	2980	5600	11900	17700	34800	73600	122000	206500	366000	590000	1310000	2310000			
4,0	1410	3210	6050	12850	19100	37600	79500	131600	221000	391800	632200	1398800	2468000			
4,5	1530	3480	6550	13900	20700	40800	86100	139300	234000	415000	670000	1480000	2620000			
5,0	1610	3600	6880	14650	21800	42900	90500	147400	247500	438000	709000	1565000	2760000			
5,5	1690	3840	7250	15400	22900	45000	94500	154000	260000	460000	745000	1640000	2900000			
6,0	1780	4050	7630	16200	24100	47500	99000	161000	270000	480000	775000	1710000				
6,5	1860	4240	7970	17000	25200	49600	103000	168000	282000	500000	805000	1780000				
7,0	1940	4410	8300	17700	26250	51700	107000	174000	293000	520000	838000	1850000				
7,5	2020	4580	8640	18400	27300	53500	110800	180000	302500	535000	865000	1915000				
8,0	2100	4770	9000	19150	28400	55400	114000	185000	312500	555000	895000					
8,5	2160	4920	9260	19750	29350	57000	117600	192000	322500	571000	924000					
9,0	2240	5100	9610	20500	30400	58770	120140	197200	331500	587000	948300					
9,5	2310	5250	9900	21050	31250	60200	124000	202500	340000	608000	975000					
10	2380	5400	10200	21700	32100	61800	127400	208000	349000	619000	1000000					
11	2510	5720	10750	22900	33700	65000	134000	219000	367000	650000	1050000					
12	2640	6040	11330	24000	35200	67700	139800	228000	382000	676000						
13	2750	6270	11800	26000	36600	70500	146000	238000	399000	710000						
14	2860	6540	12300	25900	38000	73200	151000	246000	413000							
15	3000	6830	12830	26800	39300	75700	156000	255000	427000							
16	3120	7100	13350	27700	40600	78400	161500	263000	442000							
17	3220	7350	13800	28600	41800	80600	166500	272000	465000							
18	3320	7600	14100	29400	43000	83000	171000	279000								
19	3435	7820	14600	30300	44400	85500	176300	288000								
20	3540	8050	14900	31000	45500	87500	181000	295000								
22	3730	8500	15650	32400	47500	91800	189000	308000								
24	3920	8890	16350	34000	49700	96000	198000									
26	4110	9250	17000	35300	51800	100000	206000									
28	4300	9600	17650	36600	53500	103500	213500									
30	4450	9950	18300	38000	55600	107200										

Продолжение

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
35	4840	10700	19750	41000	60000	116000										
40	5170	11450	21100	43800	64200	124000										
45	5500	12200	22400	46500	68100											
50	5790	12800	23600	49000	71800											
55	6060	13450	24800	51500	75400											
60	6340	14050	25800	53600												
65	6600	14630	27000	56000												
70	6850	15200	28000													
75	7100	15720	29000													
80	7300	16200	29800													
90	7750	17200	31600													
100	8170	18130														
$A = 0{,}92\ D^2$	228	415	671	1170	1546	2580	4254	6036	9200	14365	20700	39322	61714			

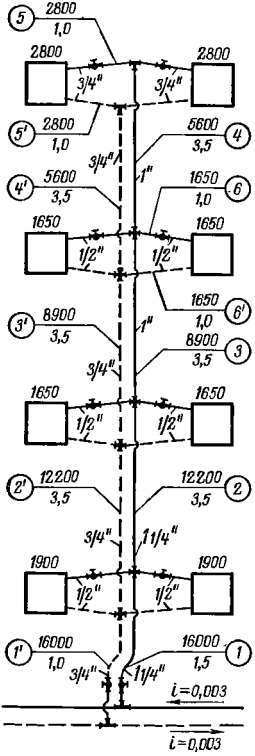

5
2800
1,0
2800
2800
3/4"
3/4"
5'
2800
1,0
5600
3,5
4
3/4"
1"
4'
5600
3,5
1650
1,0
6
1650
1650
1/2"
1/2"
1650
1,0
6'
3'
8900
3,5
1"
8900
3,5
3
3/4"
1650
1650
1/2"
1/2"
2'
12200
3,5
12200
3,5
2
3/4"
1 1/4"
1900
1900
1/2"
1/2"
1'
16000
1,0
16000
1,5
1
3/4"
1 1/4"
i=0,003
i=0,003

Рис. 5.

Пользование табл. 11 для гидравлического расчета трубопроводов парового отопления низкого давления иллюстрируется примером 4.

Пример 4. Рассчитать трубопровод стояка системы парового отопления низкого давления на общую потерю давления $\Sigma RL = 240$ *мм вод. ст.* (рис. 5). Тепловые нагрузки, длины участков трубопроводов, нумерация участков и т. п. приведены на этом же рисунке.

Р е ш е н и е. Гидравлический расчет трубопровода стояка (см. рис. 5) сведен в табл. 12.

Таблица 12

№ участка	Q, *ккал/ч*	l, *м*	D	R, *мм вод. ст./пог. м*	$l_{экв}$, *м*	$\Sigma\xi$	$l_{экв}$, *м*	L, *м*	RL, *мм вод. ст.*	ΣRL, *мм вод. ст.*	Конденсатопровод: № участка	Конденсатопровод: условная тепловая нагрузка	Конденсатопровод: $d_{конд}$
1	16000	1,5	1¼″	5,9	1,0	14,5	14,5	16,0	94,5	94,5	1′	16000	¾″
2	12200	3,5	1¼″	3,7	1,0	4,0	4,0	7,5	27,8	122,3	2′	12200	¾″
3	8900	3,5	1″	7,9	0,8	4,0	3,2	6,7	53,0	175,3	3′	8900	¾″
4	5600	3,5	1″	3,5	0,8	4,0	3,2	6,7	23,4	198,7	4′	5600	¾″
5	2800	1,0	¾″	3,0	0,6	13,5	8,1	9,1	27,3	226,0	5′	2800	¾″
	Ответвление: $RL_6 = \Sigma RL_{4,5} = (23{,}4 + 27{,}3) = 50{,}7$ *мм вод. ст.*												
6	1650	1,0	½″	5,3	0,4	21,0	8,4	9,4	50,0	50,0	6′	1650	½″

Коэффициенты для местных сопротивлений (*по табл. 3*):

Участок *1*: тройник-поворот 1,5; вентиль обыкновенный 9,0; отвод двойной 2,0; скоба 2,0; $\Sigma\xi = 14{,}5$

Участки *2, 3* и *4*: крестовина-проход 2,0; скоба 2,0; $\Sigma\xi = 4{,}0$

Участок *5*: тройник-поворот 1,5; вентиль обыкновенный 10,0; отвод двойной 2,0; $\Sigma\xi = 13{,}5$

Участок *6*: крестовина-поворот 3,0; вентиль обыкновенный 16,0; отвод двойной 2,0; $\Sigma\xi = 21{,}0$

Примечания: 1. Диаметры конденсатопроводов приняты (см. табл. 13) по условной тепловой нагрузке каждого участка.

2. Диаметр конденсатопровода для наиболее удаленного участка *5* принят из условия обеспечения воздухоудаления.

Подбор диаметров самотечных сухих и мокрых конденсатопроводов производят по величине тепловой нагрузки участка в зависимости от горизонтального или вертикального расположения конденсатопровода (см. табл. 13).

Диаметр трубопровода	Количество тепла, выделяемое паром низкого давления при его конденсации, *ккал/ч*				
	сухой конденсатопровод		мокрый горизонтальный или вертикальный конденсатопровод		
	горизонтальный участок	вертикальный участок	до 50 *м*	от 50 до 100 *м*	более 100 *м*
1/2″	4000	6000	28000	18000	8000
3/4″	15000	22000	70000	45000	25000
1″	28000	42000	125000	80000	40000
1 1/4″	68000	100000	270000	175000	86000
1 1/2″	104000	155000	375000	250000	115000
2″	215000	320000	650000	440000	215000
2 1/2″	425000	635000	1250000	850000	425000

Примечание. Расчет конденсатопроводов разветвленных паровых сетей с давлением пара $P = 2 \div 15$ *ата* см. в § 6.

6. РАСЧЕТНАЯ ТАБЛ. 14 ДЛЯ ПАРОПРОВОДОВ, ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ НАСЫЩЕННЫЙ ИЛИ ПЕРЕГРЕТЫЙ ПАР ДАВЛЕНИЕМ $P = 2 \div 15$ *ата*

Движение в трубах насыщенного или перегретого пара давлением $P = 2 \div 15$ *ата* в подавляющем большинстве случаев практики происходит в условиях сильно развитой турбулентности потока ($\mathrm{Re} > 1000\ D$).

В основу составления вспомогательной таблицы для гидравлического расчета паропроводов, транспортирующих насыщенный или перегретый пар давлением $P = 2 \div 15$ *ата*, положены выражения (1), (3) и (7), а также зависимость $\frac{P}{\gamma} \approx \text{const} \approx 1{,}8$.

Проинтегрировав выражение (1) в пределах $P_1 \leftarrow P_2$, $G_1 \leftarrow G_2$ и $T_1 \leftarrow T_2$ с учетом выражений (3) и (7) и произведя преобразования, получим зависимости:

а) для насыщенного пара

$$P_1^2 - P_2^2 = 145\ \frac{G^2}{D^{5,25}}\ L$$

или

$$P_2 = \sqrt{P_1^2 - 145\ \frac{G^2 L}{D^{5,25}}} = \sqrt{P_1^2 - NL}\ \text{ата}; \qquad (13')$$

$$P_1 = \sqrt{P_2^2 + 145\frac{G^2 L}{D^{5,25}}} = \sqrt{P_2^2 + NL}\ ama, \qquad (13)$$

где

$$N = 145\frac{G^2}{D^{5,25}};$$

б) для перегретого пара

$$P_1^2 - P_2^2 = 0{,}38\frac{G^2 LT}{D^{5,25}},$$

или

$$P_2 = \sqrt{P_1^2 - 0{,}38\frac{G^2 LT}{D^{5,25}}} = \sqrt{P_1^2 - N'L}\ ama; \qquad (14')$$

$$P_1 = \sqrt{P_2^2 + 0{,}38\frac{G^2 LT}{D^{5,25}}} = \sqrt{P_2^2 + N'L}\ ama. \qquad (14)$$

На основе выражений (13′) и (14′) между N и N' существует зависимость

$$N' = N \cdot 0{,}0026\ T, \qquad (15)$$

где T — абсолютная температура перегретого пара, °К.

Для удобства пользования выражениями (13′), (13), (14′) и (14) в табл. 1 приведены значения величин $D^{4,75}$ и $D^{5,25}$ для всех размеров труб, а также составлена вспомогательная табл. 14, в которой даны для каждого диаметра паропровода и часовых расходов насыщенного пара величины $N = 145\frac{G^2}{D^{5,25}}$.

Табл. 14 пригодна и для перегретого пара — значения $N = 145\ \frac{G^2}{D^{5,25}}$ для насыщенного пара на основе зависимости (15) умножают на величину $0{,}0026T$.

Таким образом, вспомогательная табл. 14 пригодна для гидравлического расчета паропроводов, транспортирующих насыщенный или перегретый пар давлением $P = 2 \div 15$ *ата*. В этой таблице внизу помещены вспомогательные величины $A_{нас}$ и $A_{пер}$ для определения скорости пара в интересующем нас месте паропровода.

Скорость насыщенного пара определяют делением часового расхода пара G (*кг/ч*) в рассматриваемом месте трассы на произведение $A_{нас} \cdot P_{ата}$. Так, скорость насыщенного пара в точке B (пример 5, рис. 6) в начале четвертого участка паропровода с давлением $P = 5{,}4$ *ата* (табл. 7) составит

$$w_{нас} = \frac{G}{A_{нас} \cdot P_{ата}} = \frac{11000}{68{,}6 \cdot 5{,}4} = 29{,}7\ м/сек.$$

Таблица 14

Паропроводы насыщенного и перегретого пара давлением $P = 2 \div 15$ *ата*

Сортамент труб	Трубы стальные газовые ГОСТ 3262-55							Трубы стальные бесшовные ГОСТ 8732-58							
Условный проход	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	80	100	126	150	200	250	300	350	400
Наружн. диаметр	21,25	26,75	33,50	42,25	48 00	50,00	75,50	89	108	133	159	219	273	325	377	426
Внутрен. диаметр	15,75	21,25	27,00	35,75	41,00	53,00	68,00	81	100	126	150	207	250	300	357	404
$l'_{экв}$ для $\Sigma\xi = 1$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,5	3,5	4,0	5,0	6,0	8,0	12,0	16,0	20,0	24,0	28,0

$N = 145 \frac{G^2}{D^{5,25}}$	Часовая нагрузка G, *кг/ч*															
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
0,010	11	25	47	99	141	279	535	898	1495	2556	4283	9462	16708	28552	42579	59594
0,012	12	27	52	105	155	306	587	984	1639	2911	4694	10371	18318	31294	46669	65318
0,014	13	29	56	117	167	330	634	1063	1770	3144	5070	11202	19780	33801	50407	70551
0,016	14	32	80	125	179	353	677	1136	1892	3361	5420	11974	21144	36132	53883	75416
0,018	15	33	63	133	189	374	719	1205	2007	3565	5749	12701	22428	38327	57156	79997
0,020	16	35	67	140	200	395	758	1270	2116	3758	6060	13389	23641	40401	60249	84325
0,025	18	39	74	155	223	441	847	1420	2366	4202	6775	14969	26432	45169	67360	94275
0,030	19	43	82	171	245	483	927	1556	2592	4803	7422	16398	28955	49481	73789	103276
0,035	21	47	88	185	264	522	1002	1681	2799	4972	8017	17711	31275	53455	79702	111557
0,040	22	50	94	198	282	558	1071	1797	2992	5315	8570	18934	33434	57135	85204	119253
0,045	23	52	98	206	294	582	1117	1874	3121	5543	8937	19745	34866	59583	88854	124361
0,050	25	56	105	221	318	624	1198	2000	3346	5942	9582	21169	37381	63879	95262	133330
0,055	26	58	110	232	331	654	1255	2107	3509	6232	10050	22803	39205	66997	99911	139837
0,060	27	61	115	242	346	683	1312	2200	3665	6509	10496	23189	40947	69975	104252	146052
0,065	28	64	120	252	360	711	1366	2290	3815	6776	10925	24137	42621	72835	108611	152022
0,070	29	66	125	261	374	738	1417	2377	3959	7031	11337	25048	44229	75583	112716	157760

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
0,075	30	68	129	271	387	764	1467	2460	4098	7278	11735	25927	45781	78236	116671	163290
0,080	31	70	133	280	399	789	1515	2541	4232	7516	12120	26777	47283	80802	120500	168650
0,085	32	73	137	288	412	814	1562	2619	4362	7748	12495	27601	48738	83288	124200	173840
0,090	33	75	139	296	424	837	1607	2695	4489	7972	12855	28402	50151	85703	127807	178880
0,095	34	77	145	305	435	860	1661	2768	4610	8188	13203	29168	57505	88017	131258	183710
0,100	35	79	149	312	446	882	1694	2841	4731	8404	13551	29938	52863	90338	134720	188530
0,110	37	83	156	328	468	925	1717	2979	4962	8813	14212	31399	55444	94748	141300	197760
0,120	39	86	163	342	489	967	1856	3112	5183	9206	14844	32796	57910	98972	147580	206550
0,130	40	90	170	366	509	1006	1931	3239	5395	9581	15450	34134	60273	103000	153600	215000
0,140	42	93	176	370	528	1044	2004	3361	5598	9943	16034	35423	62550	106890	159400	223000
0,150	43	96	182	383	547	1081	2073	3479	5795	10202	16597	36667	64746	110644	165000	231000
0,160	45	00	188	395	565	1116	2143	3593	5985	10630	17140	37869	66868	114270	170410	238500
0,170	46	103	194	407	582	1150	2208	3704	6169	10957	17688	39034	68925	117786	175650	245810
0,180	47	106	200	419	599	1184	2273	3811	6348	11275	18180	40166	70924	121201	180745	252970
0,190	48	109	205	431	615	1216	2335	3916	6522	11583	18678	41266	72867	124500	185700	259900
0,200	50	111	211	442	631	1248	2396	4017	6692	11785	19164	42340	74763	127724	190530	266670
0,300	61	136	258	541	773	1528	2933	4919	8193	14552	23465	51841	91540	156363	233180	326360
0,400	70	158	298	625	893	1765	3388	5681	9463	16807	27102	59876	105729	180580	269400	377120
0,500	79	176	333	699	998	1973	3788	6352	10580	18791	30301	66943	118207	202000	301240	421600
0,600	86	193	365	765	1094	2161	4149	6958	11590	20585	33193	73333	129490	221285	330000	462000
0,700	93	208	394	827	1181	2335	4482	7516	12518	22234	35852	79208	139865	239015	356410	498900
0,800	100	223	421	884	1263	2496	4791	8035	13383	23769	38347	81677	149522	255516	381050	533320
0,900	106	236	447	938	1339	2647	5082	8522	14195	25211	40653	89814	158592	271017	404160	566670
1,000	111	249	471	988	1412	2790	5356	8983	14962	26574	42851	94672	167170	285675	426000	596270
1,2	122	273	516	1083	1547	3057	5867	9840	16390	29111	46942	103708	183127	312944	466700	653180
1,4	132	295	557	1169	1670	3302	6338	10630	17705	31414	50801	112018	197800	338018	504087	705500
1,6	141	315	596	1250	1786	3530	6776	11363	18927	33616	54206	119757	211406	361372	538900	754260
1,8	149	334	632	1326	1894	3744	7187	12052	20075	35651	57493	127019	224290	383285	571600	780000
2,0	157	352	666	1398	1996	3946	7575	12703	21159	37581	60599	133842	236407	404000	602470	843200
2,2	164	368	699	1466	2093	4138	7943	13321	22189	39410	63543	140373	247900	423700	631800	884000
2,4	171	384	729	1531	2187	4323	8298	13916	23179	41166	66383	146661	258972	442560	660000	923700

Продолжение

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
2,8	186	417	788	1654	2362	4669	8963	15031	25035	44467	71703	158414	279726	478030	712865	997730
3,2	199	446	842	1768	2525	4992	9582	16070	26766	47539	76657	169358	299050	511046	761100	1066650
3,6	211	473	894	1875	2678	5294	10163	17044	28389	50422	81301	179630	317090	542040	808330	1131360
4,0	223	492	942	1976	2824	5581	10713	17966	29924	53149	85702	189343	334340	571350	852040	1192530
4,4	233	523	988	2073	2961	5853	11236	18843	31386	55744	89887	198588	350665	599250	893650	1250760
4,8	244	546	1032	2165	3093	6113	11735	19680	32780	58221	93881	207412	366245	625874	933350	1306330
5,2	254	568	1074	2254	3219	6363	12214	20484	34119	60598	97715	215882	381200	651430	971470	1359680
5,6	263	590	1114	2339	3341	6603	12676	21258	35407	62886	101404	224033	395600	676030	1008150	1411000
6,0	272	610	1153	2421	3458	6835	13121	22004	36650	65094	104965	231900	409484	693765	1043500	1460560
$A_{нас}=0{,}0016\,D^2$	0,39	0,67	1,15	2,0	2,64	4,42	7,25	10,5	16	25	36	68,6	107	152,8	204	261,1
$A_{пер}=0{,}6\,D^2$	148	256	439	764	1000	1690	2770	3934	6000	9375	13500	25700	40190	57289	76530	97930

Скорость перегретого пара определяют из выражения

$$w_{\text{пер}} = \frac{G}{A_{\text{пер}} \cdot P_{ата}} T \ м/сек.$$

Так, скорость перегретого пара в точке B (пример 8, рис. 6) в начале четвертого участка паропровода с давле-

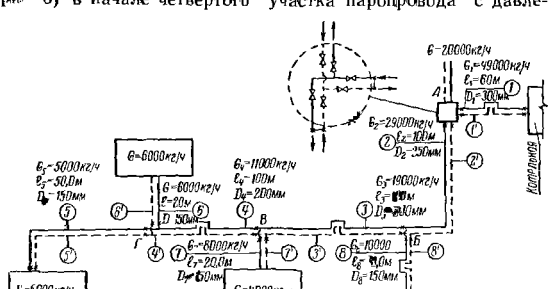


Рис. 6.

нием $P = 5{,}59$ *ата* и температурой $T = 600°K$ (пример 8) составит

$$w_{\text{пер}} = \frac{11\,000}{25\,700 \cdot 5{,}59} = 45{,}8 \ м/сек.$$

При определении часовых нагрузок насыщенного пара на участках разветвленной сети паропровода необходимо учитывать образующееся количество конденсата.

Часовое количество конденсата на 1 *пог. м* изолированного паропровода определяется по выражению

$$g = \frac{(1-\eta)\pi D_н k (t_s - t_н)}{r} \ кг/ч. пог. м, \qquad (16)$$

где η — к. п. д. изоляции, принимаемый равным $\eta = 0{,}80$;

k — коэффициент теплопередачи, определяемый для насыщенного пара по выражению

$$k = 7{,}2 + 0{,}044\, t_s \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град. \qquad (17)$$

Часовые количества конденсата на 1 *пог. м* изолированного паропровода в зависимости от диаметра трубопровода и давления в нем, подсчитанные по выражениям (16) и (17), приведены в табл. 15.

Таблица 15

Определение часового количества конденсата на 1 *пог. м* изолированного паропровода насыщенного пара

Условн. проход	80	100	125	150	200	250	300	350	400
Наружн. диаметр	89	108	133	159	219	273	325	377	426
Внутрен. диаметр	81	100	125	150	207	259	309	357	404
$P_{ата}$	Часовое к-во конденсата на 1 *пог. м* изолир. паропровода, *кг/ч*								
1,4	0,11	0,13	0,16	0,19	0,26	0,32	0,39	0,45	0,51
2,0	0,13	0,15	0,19	0,23	0,31	0,38	0,46	0,53	0,61
3,0	0,15	0,19	0,23	0,28	0,37	0,46	0,56	0,65	0,74
4,0	0,18	0,21	0,26	0,32	0,43	0,53	0,65	0,75	0,85
5,0	0,20	0,24	0,30	0,36	0,48	0,60	0,72	0,84	0,95
6,0	0,21	0,26	0,32	0,38	0,52	0,64	0,78	0,90	1,02
7,0	0,23	0,28	0,34	0,40	0,55	0,68	0,83	0,96	1,09
8,0	0,24	0,29	0,36	0,43	0,59	0,73	0,88	1,02	1,16
9,0	0,26	0,31	0,38	0,46	0,62	0,77	0,94	1,08	1,23
10,0	0,27	0,33	0,40	0,48	0,65	0,81	0,98	1,14	1,29
11,0	0,28	0,34	0,42	0,51	0,69	0,85	1,04	1,20	1,36
12,0	0,30	0,36	0,44	0,53	0,72	0,89	1,09	1,26	1,43
13,0	0,31	0,38	0,47	0,56	0,76	0,93	1,14	1,32	1,49
14,0	0,32	0,38	0,47	0,56	0,77	0,95	1,15	1,33	1,52
15,0	0,33	0,40	0,49	0,59	0,80	0,99	1,21	1,40	1,59

В целях облегчения операций по гидравлическому расчету паропроводов насыщенного пара давлением $P = 2 \div 15$ *ата* подбор диаметров участков производят по часовой нагрузке пара и среднему давлению в паропроводе по вспомогательной табл. 16 с последующим выполнением гидравлического расчета на требуемое падение давления.

Операции по гидравлическому расчету разветвленных паровых сетей насыщенного пара давлением $P = 2 \div 15$ *ата* выполняют в следующем порядке:

а) по часовым нагрузкам участков разветвленной сети паропровода и среднему давлению пара в сети $P_{ср} = 0{,}5(P_{нач} + P_{кон})$ назначают по вспомогательной табл. 16 диаметры участков паропровода;

б) по среднему давлению пара в сети, назначенным диаметрам и фактическим длинам участков паропровода определяют часовые количества конденсата на участках паропровода;

Таблица 16

Условн. проход	80	100	125	150	200	250	300	350	400
Наружн. диаметр	89	108	133	159	219	273	325	377	426
Внутр диаметр	81	100	125	150	207	259	309	357	404
$P_{ата}$	Часовая нагрузка пара G, кг/ч								
1,5	761	1230	1990	2990	5850	9460	14880	20910	27760
2,0	957	1500	2440	3660	7180	11600	18250	25630	34030
2,5	1110	1750	2830	4250	8030	13460	21170	29720	39470
3,0	1250	1970	3200	4800	9390	15190	23900	33580	44570
3,5	1390	2180	3550	5320	10420	16840	26490	37210	49410
4,0	1520	2380	3870	5810	11380	18390	26940	40640	53970
4,5	1640	2580	4190	6290	12320	19910	31320	43990	58410
5,0	1760	2770	4500	6740	13200	21340	33590	47160	62590
5,5	1880	2950	4790	7180	14070	23280	35790	50250	66720
6,0	1970	3130	5070	7610	14900	24100	37920	53240	75740
6,5	2100	3300	5360	8030	15730	25440	40000	56190	74610
7,0	2200	3460	5620	8430	16900	26710	41990	58990	78330
8,0	2410	3790	6150	9230	18070	29230	45960	64540	85720
9,0	2610	4100	6660	9980	19550	31600	49710	69820	92710
10,0	2800	4390	7130	10700	20950	33870	53290	74820	99350
11,0	2980	4680	7610	11410	22350	36110	56840	79810	105980
12,0	3160	4960	8060	12080	23670	38280	60210	84540	112270
13,0	3330	5240	8500	12740	24960	40380	63610	89150	118390
14,0	3500	5500	8930	13380	26210	42380	66670	93590	124320
15,0	3660	5760	9350	14020	27470	44430	69860	98110	130370

в) производят гидравлический расчет разветвленной сети паропровода с учетом требуемого падения давления и неправленных нагрузок, включающих количество пара на конденсацию. В случае несовпадения величин вычисленного падения давления с требуемым производят пересчет путем замены диаметров на одном или нескольких участках сети.

Пользование табл. 14, 15 и 16 для гидравлического расчета разветвленной сети паропровода насыщенного пара давлением $P = 2 \div 15$ *ата* иллюстрируется примером.

Пример 5. Рассчитать разветвленную сеть паропровода насыщенного пара с начальным давлением $P_{нач} = 7$ *ата* и давлением у потребителей $P_{кон} = 5$ *ата*. Часовые нагрузки пара, длины участков и их нумерации приведены на схеме трубопровода (см. рис. 6).

Решение. Гидравлический расчет распределительной сети паропровода (см. рис. 6) сведен в табл. 17.

Таблица 17

№ участка	G, кг/ч	P_1, ата	$l_{уч}$, м	$D_{усл}$, мм	g, кг/пог. м·ч	$g l_{уч}$, кг/ч	$G_р = G + \frac{g l_{уч}}{2}$, кг/ч	$\Sigma\xi$	$l'_{экв}$, м	$l_{экв}$, м	$L_{пр} = l_{уч} + l_{экв}$, м	N	$P_2 = \sqrt{P_1^2 - N L_{пр}}$, ата	Потери давления ΔP, ата
Основная магистраль														
1	49000	7,00	60,0	300	0,68	40,8	49262	9,0	20,0	180,0	240,0	0,03	$P = \sqrt{49 - 0{,}03 \cdot 240} = \sqrt{41{,}9} = 6{,}47$	0,53
2	29000	6,47	100,0	250	0,66	66,0	29208	9,0	16,0	144,0	244,0	0,03	$P = \sqrt{41{,}9 - 0{,}03 \cdot 244} = \sqrt{34{,}58} = 5{,}88$	0,59
3	19000	5,88	100,0	200	0,52	52,0	19123	3,0	12,0	36,0	136,0	0,04	$P = \sqrt{34{,}58 - 0{,}04 \cdot 136} = \sqrt{29{,}14} = 5{,}40$	0,48
4	11000	5,40	100,0	200	0,50	50,0	11064	3,0	12,0	36,0	136,0	0,014	$P = \sqrt{29{,}14 - 0{,}014 \cdot 136} = \sqrt{27{,}24} = 5{,}22$	0,18
5	5000	5,22	90,0	150	0,36	32,4	5016	8,5	8,0	68,0	158,0	0,014	$P = \sqrt{27{,}24 - 0{,}014 \cdot 158} = \sqrt{24{,}03} = 5{,}0$	0,22
Ответвления														
6	6000	5,22	20,0	150	0,36	7,2	6004	8,5	8,0	68,0	88,0	0,02	$P = \sqrt{27{,}24 - 0{,}02 \cdot 88} = \sqrt{25{,}48} = 5{,}05$	0,17
7	8000	5,40	20,0	150	0,37	7,4	8004	10,5	8,0	84,0	104,0	0,032	$P = \sqrt{29{,}14 - 0{,}035 \cdot 104} = \sqrt{25{,}50} = 5{,}05$	0,35
8	10000	5,88	70,0	150	0,38	26,6	10013	12,5	8,0	100,0	170,0	0,055	$P = \sqrt{34{,}58 - 0{,}055 \cdot 170} = \sqrt{25{,}23} = 5{,}02$	0,86

О методе расчета конденсатопровода разветвленной сети паропровода с давлением пара $P = 2 \div 15$ *ата*

Температура конденсата перед входом в конденсационный горшок равна температуре насыщенного пара соответственно его давлению P_1 ($кгс/см^2$).

В конденсатопроводе за конденсационным горшком с давлением $P_2 < P_1$ происходит самоиспарение конденсата в количестве, равном

$$g = \frac{i_1 - i_2}{r_2} \quad кг/кг.$$

В табл. 18 приведены количества пара на 1 *кг* конденсата в результате самоиспарения в конденсатопроводе с давлением $P_2 = 0{,}2\ кгс/см^2$.

Таблица 18

Давление при входе в конденсационный горшок P_1, $кгс/см^2$	3	2,5	2	1,5	1	0,5	0,3
Давление за горшком в конденсатопроводе P_2, $кгс/см^2$	0,2						
Количество пара на 1 *кг* конденсата в результате самоиспарения g, *кг/кг*	0,030	0,025	0,020	0,015	0,011	0,007	0,004

Часовое количество пара $G_{пар}$ ($кг/ч$), образовавшегося вследствие самоиспарения из конденсата, составит $G_{пар} = g\,G_{конд}$ $кг/ч$.

Таким образом, в конденсатопроводе имеет место движение двухфазной среды «конденсат — пар» в количестве $G_{пар} = gG_{конд}$ ($кг/ч$) пара и $(1 - g)\,G_{конд}$ ($кг/ч$) конденсата.

Падение давления в конденсатопроводе при движении в нем чистого конденсата в количестве $G_{конд}$ ($кг/ч$) может быть определено по выражению (10) и составит

$$\Delta P_{конд} = \frac{414\,G^2_{конд} \cdot L}{D^{5,25}}. \qquad (18')$$

Падение давления в конденсатопроводе при движении в нем пара в количестве $G_{пар} = gG_{конд}$ (*кг/ч*) может быть определено по выражению (12′) и составит

$$\Delta P_{пар} = \frac{63 \cdot 10^4 (g \cdot G_{конд})^2 L}{D^{5,25}}. \qquad (18)$$

Равенство выражений (18′) и (18) дает возможность получить значение $g = 0{,}025$ *кг/кг*, а по табл. 18 — величину давления $P_1 \approx 2{,}5$ *кгс/см²* до входа в конденсационный горшок, для которых конденсатопровод можно рассчитывать с одинаковым правом либо как водовод с часовым расходом конденсата в колнчестве $G_{конд}$ (*кг/ч*), либо как паропровод низкого давления с часовым расходом пара в количестве $G_{пар} = g\,G_{конд}$ (*кг/ч*).

В итоге исследования получаем следующий результат:

а) при давлении $P_1 > 2{,}5$ *кгс/см²* конденсатопровод следует рассчитывать как паропровод с определением диаметра по выражению (18);

б) при давлении $P_1 < 2{,}5$ *кгс/см²* конденсатопровод следует рассчитывать как водовод с определением его диаметра по выражению (18′).

В подавляющем большинстве случаев конденсатопровод рассчитывается как водовод.

Пример 6. Для разветвленной сети паропровода (см. пример 5, рис. 6) определить диаметры труб конденсатопровода, если давление перед конденсационными горшками $P_1 = 3$ *кгс/см²* и в конденсатопроводе $P_2 = 0{,}2$ *кгс/см²*.

Решение. При давлении $P_1 > 2{,}5$ *кгс/см²* конденсатопровод рассчитывается как паропровод низкого давления по табл. 11.

Количество образующегося пара на 1 *кг* конденсата в результате самоиспарения в конденсатопроводе, согласно табл. 18, для условий задачи составляет $g = 0{,}03$ *кг/кг*. Расчетные нагрузки пара низкого давления на участках конденсатопровода определяются путем умножения величины $g = 0{,}03$ *кг/кг* на часовое количество конденсата. Так, на участке *I′* расчетная нагрузка пара низкого давления составляет $0{,}03 \cdot 49000 = 1470$ *кг/ч*, или в переводе на условную тепловую нагрузку $507 \cdot 1470 = 745\,290$ *ккал/ч*.

По расчетным нагрузкам, длинам участков и т. п. производят гидравлический расчет конденсатопровода как паропровода низкого давления по табл. 11 с использованием части располагаемого давления $P_2 = 0{,}02$ *кгс/см²* на преодоление сопротивлений в конденсатопроводе.

Гидравлический расчет конденсатопровода сведен в табл. 19.

Пример 7. Для разветвленной сети паропровода (пример 5, рис. 6) определить диаметры труб конденсатопровода, если давление перед конденсационным горшком $P_1 = 2$ *кгс/см²* и в конденсатопроводе $P_2 = 0{,}2$ *кгс/см²*.

Решение. При давлении $P_1 < 2{,}5$ *кгс/см²* конденсатопровод рассчитывается как водовод по табл. 5.

Таблица 19

№ участка	$G_{конд}$, кг/ч	$G_{пар}$, кг/ч	Q, ккал/ч	l, м	$D_{усл}$, мм	R, мм вод. ст./пог. м	$l_{экв}$, м	$\Sigma\zeta$	$l_{экв}$, м	L, м	RL, мм вод. ст.	ΣRL, мм вод. ст.	Примечания
Основная магистраль													
1′	49262	1478	749346	60	150	5,5	8	9	72	132	726	726	
2′	29208	676	444042	100	150	2,0	8	9	72	172	344	1070	
3′	19123	574	291018	100	125	2,2	6	3	18	118	260	1330	
4′	11064	332	166324	100	100	2,4	5	3	15	115	276	1606	
5′	5016	150	76050	90	80	1,6	4	8,6	34	124	197	1803	
Ответвления													
6′	6004	180	91260	20	2½″	5,0	3,5	4,5	18	38	190	197	
7′	8004	240	121680	20	2½″	9,0	3,5	8,5	30	50	450	473	
8′	10013	300	152100	70	80	5,5	4,0	10,5	42	112	616	733	

Примечания:

1. Коэффициенты местных сопротивлений см. пример 5, табл. 17.

2. Сопротивление участка 6′ должно равнятся сопротивлению участка 5′.

3. Сопротивление участка 7′ должно равняться сопротивлению участков 5′ и 4′. Избыточное давление дросселировать вентилем.

4. Сопротивление участка 8′ должно равняться сопротивлению участка 5′, 4′ и 3′. Избыточное давление (733—616=117 *мм вод. ст.*) дросселировать вентилем.

Гидравлический расчет конденсатопровода сведен в табл. 20.

Пример 8. Определить диаметры разветвленной сети трубопровода перегретого пара с начальным давлением $P_{нач} = 7$ *ата* и давлением у потребителей $P_{кон} = 5$ *ата*. Средняя по трассе температура перегретого пара $T = 600°K$. Часовые нагрузки пара, длины участков и их нумерация приведены на схеме трубопровода (см. рис. 6).

Решение. Гидравлический расчет разветвленной сети трубопровода перегретого пара выполнен на основе выражений (14) и (15) и расчетной табл. 14. Вспомогательная величина N' получена путем умножения табличных величин N для насыщенного пара на член $0{,}0026\,T$.

Гидравлический расчет трубопровода перегретого пара сведен в табл. 21.

Таблица 20

№ участка	$G_{конд}$, кг/ч	l, м	$D_{усл}$, мм	R, мм вод. ст./пог. м	$l'_{экв}$, м	$\Sigma\xi$	$l_{экв}$, м	L, м	RL, мм вод. ст.	ΣRL, мм вод. ст.	Примечания
Основная магистраль											
1′	49262	60	150	3,6	6,0	5,5	44,0	104	374	374	
2′	29208	100	125	3,6	6,0	2,0	12,0	112	403	777	
3′	19123	10	100	4,5	5,0	3,0	15,0	115	518	1295	
4′	11064	100	80	4,5	4,0	3,0	12,0	112	505	1800	
5′	5016	90	80	1,0	4,0	1,0	4,0	94	94	1894	
Ответвления											
6′	6004	20	2½″	3,3	3,5	4,0	14,0	34	112	94	
7′	8004	20	2″	26	2,5	2,0	5,0	25	650	599	
8′	10013	20	80	10	4,0	4,0	16,0	66	860	1117	

Коэффициенты местных сопротивлений по участкам

Участок 1′: задвижка 0,5; компенсатор 2,0; тройник-противоток 3,0; $\Sigma\xi_1' = 5,5$

Участок 2′: задвижка 0,5; отвод 0,5; тройник-проход 1,0; $\Sigma\xi_2' = 2,0$

Участки 3′ и 4′: компенсатор 2,0; тройник-проход 1,0; $\Sigma\xi_{3'\text{ и }4'} = 3,0$

Участок 5: отвод 0,5; задвижка 0,5; $\Sigma\xi_5' = 1,0$

Ответвление 6′: скоба 2,0; задвижка 0,5; тройник-поворот 1,5; $\Sigma\xi_{6'} = 4,0$

Ответвление 7′: задвижка 0,5; тройник-поворот 1,5; $\Sigma\xi_{7'} = 2,0$

Ответвление 8′: задвижка 0,5; компенсатор 2,0; тройник-поворот 1,5; $\Sigma\xi_{8'} = 4,0$

Таблица 21

№ участка	G, кг/ч	P_1, *ата*	$l_{уч}$, *м*	$D_{усл}$, *мм*	$\Sigma\xi$	$l'_{экв}$, *м*	$l_{экв}$, *м*	$L_{пр}=l_{уч}+l_{экв}$, *м*	N	$N'=N\times 0{,}0026$ T	$P_2=\sqrt{P_1^2-N'L_{пр}}$, *ата*	Потери давления ΔP, *ата*
Основная магистраль												
1	49000	7,00	50,0	300	9,0	20,0	180,0	240,0	0,030	0,0468	$P=\sqrt{49-0{,}0468\cdot 240}=\sqrt{38{,}8}=6{,}23$	0,77
2	29000	6,23	100,0	300	9,0	20,0	180,0	280,0	0,010	0,0156	$P=\sqrt{38{,}8-0{,}0156\cdot 280}=\sqrt{34{,}44}=5{,}87$	0,36
3	19000	5,87	100,0	250	3,0	16,0	48,0	148,0	0,014	0,0218	$P=\sqrt{34{,}44-0{,}0218\cdot 148}=\sqrt{31{,}21}=5{,}59$	0,28
4	11000	5,59	100,0	200	3,0	12,0	36,0	136,0	0,014	0,0218	$P=\sqrt{31{,}21-0{,}0218\cdot 136}=\sqrt{28{,}25}=5{,}32$	0,27
5	5000	5,32	90,0	150	8,5	8,0	68,0	158,0	0,014	0,0218	$P=\sqrt{28{,}25-0{,}0218\cdot 158}=\sqrt{24{,}81}=4{,}98$	0,34
Ответвления												
6	6000	5,32	20,0	150	8,5	8,0	58,0	88,0	0,020	0,0312	$P=\sqrt{28{,}25-0{,}0312\cdot 88}=\sqrt{25{,}50}=5{,}05$	0,27
7	8000	5,59	20,0	150	10,5	8,0	84,0	104,0	0,035	0,0546	$P=\sqrt{31{,}21-0{,}0546\cdot 104}=\sqrt{25{,}51}=5{,}05$	0,54
8	10000	5,87	70,0	200	12,5	12,0	150,0	220,0	0,012	0,0187	$P=\sqrt{34{,}44-0{,}0187\cdot 220}=\sqrt{30{,}32}=5{,}50$	0,37

Примечания: 1. Коэффициенты местных сопротивлений на участках см. по примеру 5.
2. На участке 8 избыточное давление $\Delta P=5{,}5-5{,}0=0{,}5$ *ата* дросселировать вентилем.

О подборе конденсационных горшков поплавкового типа

В технической литературе рекомендуется производить подбор конденсационных горшков по формуле инж. Строганова:

$$G = 32d^2\sqrt{P_1 - P_2}\ кг/ч,$$

где d — диаметр прохода клапана горшка, *мм;*

P_1 — давление перед горшком, *кгс/см*^{2};

P_2 — давление на выходе в конденсатопроводе, *кгс/см*^{2}.

Эта формула получена на основе законов истечения из отверстий малого размера, а именно

$$G = f \cdot 3600\ w \cdot \gamma_{конд}\ кг/ч,$$

или в развернутом виде

$$G = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 10^{-6}\,\mu \sqrt{\frac{2g}{\gamma_{конд}}(P_1 - P_2)} \cdot 3600\ \gamma_{конд}.$$

После подстановки в последнее выражение значений $\mu = 0{,}82$, $\gamma_{конд} = 940\ кг/м^3$ и замены размерности давлений P_1 и P_2 *кгс/м*^{2} на *кгс/см*^{2} получаем после преобразований в окончательном виде известное выражение

$$G = 32d^2\sqrt{P_1 - P_2}\ кг/ч.$$

Допущение о непрерывности истечения потока конденсата из конденсационного горшка является основным недостатком формулы инж. Строганова, по которой вычисленные расходы конденсата всегда превышают измеренные в натуре в два раза.

Периодичность истечения потока конденсата вытекает из конструкции конденсационного горшка поплавкового типа. В лаборатории теплогазоснабжения и вентиляции Белорусского политехнического института были подвергнуты испытанию на производительность конденсационные горшки. Установлено, что продолжительность истечения конденсата составляет ~50% полного времени работы конденсационного горшка. Коэффициент расхода μ с учетом прерывности (периодичности) процесса истечения конденсата из горшка составляет $\mu \approx 0{,}41$.

Таким образом, надежная формула для определения производительности конденсационного горшка должна иметь вид

$$G = 16d^2\sqrt{P_1 - P_2}\ кг/ч. \qquad (19)$$

В табл. 22 приведены размеры диаметров d *(мм)* прохода клапана горшка для конденсационных горшков поплавкового типа.

Таблица 22

Обозначение горшка	$d_{усл}$	Диаметр выходного отверстия золотника, *мм*	Примечания
№ Д-16 ∅ 20	20	2	
№ Д-16 ∅ 26	26	3	
№ Д-16 ∅ 32	32	4	
№ Д-16 ∅ 40	40	7	

Пример 9. Воздухоподогреватель пластинчатого типа (калорифер) теплопроизводительностью $Q = 575\,000$ *ккал/ч* снабжается насыщенным паром давлением $P = 4{,}5$ *ата* и степенью сухости $x = 0{,}9$. Давление в конденсационном горшке $P_1 = 2{,}7$ *кгс/см²*, давление в конденсатопроводе после горшка $P_2 = 0{,}2$ *кгс/см²*. Подобрать для этой установки размер конденсационного горшка поплавкового типа.

Р е ш е н и е. По $I-S$-диаграмме или по таблицам находим:

а) теплосодержание пара, поступающего в калорифер,

$$i_{пара} = q + xr = 148{,}6 + 0{,}9 \cdot 508{,}2 = 605{,}9 \text{ ккал/кг};$$

б) теплосодержание конденсата при поступлении в конденсационный горшок

$$i_{конд} = 144{,}2 \text{ ккал/кг}.$$

Часовое количество пара, необходимое для обеспечения требуемой теплопроизводительности пластинчатого воздухонагревателя,

$$G_{пар} = \frac{Q}{i_{пар} - i_{конд}} = \frac{575\,000}{605{,}9 - 144{,}2} = 1250 \text{ кг/ч}.$$

Часовая производительность конденсационного горшка должна составить

$$G_{конд} = G_{пара} = 1250 \text{ кг/ч}.$$

Решая уравнение (19) в отношение d и подставляя значения $G = 1250$ *кг/ч*, $P_1 = 2{,}7$ *кгс/см²* и $P_2 = 0{,}2$ *кг/см²*, получим

$$d = \sqrt{\frac{G}{16\sqrt{P_1 - P_2}}} = \sqrt{\frac{2500}{16\sqrt{2{,}7 - 0{,}2}}} = 7 \text{ мм}.$$

Диаметру выходного отверстия золотника $d = 7$ *мм*, согласно табл. 22, соответствует конденсационный горшок № Д-16 ∅ 40.

7. РАСЧЕТНАЯ ТАБЛ. 23 ДЛЯ ГАЗОПРОВОДОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Давление в газопроводах низкого давления не должно превышать 200 *мм вод. ст.* для искусственных газов и 300 *мм вод. ст.* для природных (естественных) газов.

В основу составления таблицы для гидравлического расчета газопроводов низкого давления положены выражения (1), (2) и (5).

Режим движения газа в трубопроводах низкого давления вследствие незначительных скоростей и малых диаметров труб характеризуется слабо развитой турбулентностью потока ($Re < 1000\ D$). Выражение (1) с учетом выражений (2) и (5) после интегрирования и преобразований примет вид рабочей формулы

$$R = 1{,}7 \cdot 10^5 \frac{V^{1{,}75}}{D^{4{,}75}}\ \gamma\ \textit{мм вод. ст./пог. м.} \qquad (20)$$

На основе выражения (20) составлена для газа с удельным весом $\gamma = 1$ *кг/нм*^{3} вспомогательная табл. 23 для гидравлического расчета газопроводов низкого давления.

В табл. 1 приведены значения величины $D^{4,75}$ для всех размеров труб.

Для любого другого газа с удельным весом $\gamma' \neq 1$ величина R' на основе выражения (20) получается путем умножения табличной величины R на удельный вес газа γ', т. е. $R' = R\gamma'$ *мм вод. ст./пог. м.*

Приведенная длина на участке газопровода равна

$$L = l + l_{экв} = l + l'_{экв} \cdot \Sigma\xi.$$

Величина полной потери давления на рассматриваемом участке газопровода равна произведению $R'L$.

При необходимости иметь составляющие полной потери давления от трения и местных сопротивлений в отдельности умножают R' на l, т. е. получают $R'l$ (потеря давления от трения), и определяют величину $z = \Sigma\xi \frac{w^2}{2g}\gamma = 0{,}051\ \Sigma\xi \cdot w^2\gamma$ (потеря давления от местных сопротивлений).

Скорость движения газа низкого давления в газопроводе находится путем деления величины V (*м*^{3}/*ч*) на вспомогательную величину A (последняя строка табл. 23).

Пользование этой таблицей для гидравлического расчета газопроводов низкого давления (внутридомовых и разветвленных) иллюстрируется примерами 10, 11 и 12.

Продолжение

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0,540	1,29	2,88	5,43	11,0	17,3	35,2	68,2	111,3	194,8	364,0	586,2	1395	2512
0,560	1,32	2,94	5,55	12,2	17,6	35,9	69,7	113,6	198,9	364,5	598,6	1414	2570
0,580	1,34	3,00	5,66	12,4	18,0	36,6	71,1	115,8	202,9	368,7	610,5	1442	2626
0,600	1,37	3,06	5,78	12,6	18,3	37,4	72,5	118,2	208,9	376,0	622,6	1470	2680
0,660	1,43	3,20	6,09	13,2	19,2	39,1	75,9	124,7	216,6	393,6	651,8	1539	2780
0,700	1,49	3,34	6,31	13,8	20,0	40,8	79,2	129,1	226,1	410,7	680,2	1606	2880
0,750	1,55	3,47	6,56	14,4	20,8	42,4	82,3	134,2	235,1	427,1	707,3	1671	8020
0,800	1,61	3,60	6,81	14,9	21,6	44,1	85,4	139,4	244,0	443,4	734,8	1738	3160
0,850	1,67	3,73	7,05	15,4	22,4	45,6	88,4	144,2	252,5	458,8	759,7	1794	3310
0,900	1,72	3,85	7,08	15,9	23,1	47,1	91,4	149,0	260,9	474,0	784,9	1854	3460
0,950	1,78	3,97	7,51	16,4	23,8	48,6	94,2	153,6	269,1	488,9	809,5	1912	3560
1,000	1,83	4,09	7,74	16,9	24,5	50,0	97,0	198,2	277,4	503,8	833,6	1969	3650
$A=0{,}00283\ D^2$	0,70	1,28	2,05	3,02	4,76	7,92	13,1	18,8	28,4	44,3	63,6	121,0	1896

Пример 10. По разветвленной газовой сети, *схема которой изображена на рис. 7*, транспортируется природный газ с удельным весом $\gamma_0 = 0{,}80$ *кг/нм*³ от ГРП с давлением $P_{нач} = 200$ *мм вод. ст.* к потребителям, расположенным *в пунктах М, Е, Д и Г*. Сосредоточенные часовые расходы газа, длины участков газовой сети и суммы местных сопротивлений на каждом участке приведены на схеме (см. рис. 7). Определить диаметры труб разветвленной газовой сети, обеспечивающие подачу от ГРП в пункты *М, Е, Д и Г* газа с давлением $P_{кон} \approx 135$ *мм вод. ст. в количествах*, указанных на схеме (см. рис. 7).

Решение. Часовые расходы газа на участках *3, 2* и *1* должны составить:

$$V_3 = V_4 + V_5 = 250 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_2 = V_3 + V_6 = 420 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_1 = V_2 + V_7 = 600 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Располагаемый перепад давлений

$$\Delta P = P_{нач} - P_{кон} = 65 \text{ мм вод. ст.}$$

Величины диаметров газовой сети на участках *1, 2, 3* и *4* основной магистрали подбирают по часовым расчетным расходам газа V_1, V_2, V_3, V_4 и средней удельной потере давления, равной

$$R_{ср} = \frac{\Delta P}{1{,}25\gamma_0 \cdot \Sigma l} = \frac{65}{1{,}25 \cdot 0{,}8 \cdot 670} \approx 0{,}097 \text{ мм вод. ст./пог.м}$$

(напомним, что приведенные в табл. 23 величины R применимы для газа с удельным весом, равным $\gamma_0 = 1$ *кг/нм*³).

Все расчеты разветвленной газовой сети низкого давления сведены в табл. 24. Величины $l'_{экв}$ и R взяты по табл. 23 для заданных часовых расходов газа и принятых диаметров трубопроводов. Величины R' получены путем умножения табличных величин R на удельный вес газа $\gamma_0 = 0{,}8$ *кг/нм*³, т. е. $R' = R \cdot \gamma_0$.

Пример 11. По газовой сети, схема которой изображена на рис. 8, с большим и неопределенным числом ответвлений (примерно около $n = 40$ ответвлений) и переменным количеством газа по всей длине газопровода транспортируется природный газ удельного веса $\gamma_0 = 0{,}80$ *кг/нм*³ в количестве $V = 600$ *нм*³/*ч* от ГРП с давлением $P_{нач} = 200$ *мм вод. ст.* Определить диаметры труб газовой сети, если потеря давления в газопроводе не должна превышать 65÷70 *мм вод. ст.* Длина трассы газовой сети и предполагаемое количество местных сопротивлений показаны на схеме (см. рис. 8).

Решение. Для равномерно распределенного расхода газа в количестве $V = 600$ *м*³/*ч* и при длине трассы $\Sigma l = 670$ *м* удельный расход газа составит

$$V_{уд} = \frac{V}{\Sigma l} = \frac{600}{670} \approx 0{,}9 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}.$$

Разобьем трассу газопровода на два участка с диаметрами и длинами: $D_1 = 200$ *мм* и $l_1 = 270$ *м*, $D_2 = 150$ *мм* и $l_2 = 400$ *м*. Путевые расходы газа на участках *1* и *2* газовой сети соответственно составят:

$$V_1 = V_{уд} \cdot l_1 = 0{,}9 \cdot 270 = 243 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_2 = V_{уд} \cdot l_2 = 0{,}9 \cdot 400 = 360 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

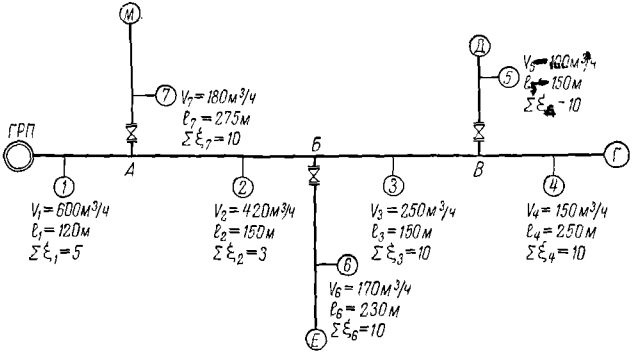

М
7
V_7 = 180м³/ч
ℓ_7 = 275м
$\Sigma\xi_7$ = 10
Д
5
V_5 = 160м³/ч
ℓ_5 = 150м
$\Sigma\xi_5$ = 10
ГРП
А
Б
В
Г
1
V_1 = 600м³/ч
ℓ_1 = 120м
$\Sigma\xi_1$ = 5
2
V_2 = 420м³/ч
ℓ_2 = 150м
$\Sigma\xi_2$ = 3
3
V_3 = 250м³/ч
ℓ_3 = 150м
$\Sigma\xi_3$ = 10
4
V_4 = 150м³/ч
ℓ_4 = 250м
$\Sigma\xi_4$ = 10
6
V_6 = 170м³/ч
ℓ_6 = 230м
$\Sigma\xi_6$ = 10
Е

Рис. 7.

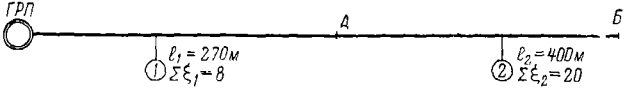

ГРП
А
Б
1
ℓ_1 = 270м
$\Sigma\xi_1$ = 8
2
ℓ_2 = 400м
$\Sigma\xi_2$ = 20

Рис. 8.

Таблица 24

№ участка	V, м³/ч	l, м	D, мм	Σ ξ	$l_{экв}$, м	$L=l+l_{экв}$, м	R, мм вод. ст./пог. м	$R'=R\gamma_0$	LR', мм вод. ст.	$\Sigma LR'$, мм вод. ст.	Примечания
Основная магистраль (участки *1, 2, 3, 4*)											
1	600	120	200	5	60	180	0,13	0,130	18,0	63,6	
2	420	150	200	3	36	186	0,07	0,056	10,4	45,6	
3	250	150	150	10	80	230	0,12	0,093	22,0	35,2	
4	150	250	150	10	80	330	0,05	0,040	13,2	13,2	
Ответвления											
5	100	150	125	10	50	210	0,08	0,064	13,2		$(LR')_4 \approx (LR')_5$
6	170	230	125	10	50	290	0,15	0,120	34,8		$(LR')_6 \approx \Sigma (LR')_{3 \text{ и } 4}$
7	180	275	125	10	50	335	0,17	0,136	45,6		$(LR')_7 \approx \Sigma (LR')_{2,3,4}$

На первом участке газовой сети, кроме путевого расхода $V_1 = 243$ м³/ч, имеется транзитный расход газа в количестве $V_{тр} = V_2 = 360$ м³/ч.

Расчетные часовые расходы на участках *1* и *2* соответственно равны:

$$[V_{расч}]_1 = V_{тр} + 0{,}55\, V_1 = 360 + 0{,}55 \cdot 243 = 494 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$[V_{расч}]_2 = 0{,}55\, V_2 = 0{,}55 \cdot 360 = 198 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Коэффициент ψ зависит от числа ответвлений и определяется по выражению (32): $\psi = 0{,}63 - 0{,}002\, n$; для рассматриваемого случая $n = 40$ и величина $\psi = 0{,}55$.

Весь последующий гидравлический расчет сведен в табл. 25.

Таблица 25

№ участка	V, м³/ч	l, м	D, мм	Σ ξ	$l_{экв}$, м	$L=l+l_{экв}$, м	R, мм вод. ст./пог. м	$R'=R\gamma_0$	LR', мм вод.ст.	$\Sigma LR'$, мм вод.ст.
1	491	270	200	8	96	366	0,09	0,072	26,4	26,4
2	198	400	150	20	160	560	0,09	0,072	40,0	66,4

Примечание. Если в результате гидравлического расчета потери давления в газопроводе превысили заданную величину, т. е. $\Sigma R'L > 70$ мм вод. ст., то соответственно изменяют длины участков *1* и *2* или принятые размеры диаметров с последующим гидравлическим пересчетом.

Пример 12. Произвести гидравлический расчет газовой сети низкого давления, обеспечивающей жилой квартал площадью $f = 6$ *га* с четырехэтажной застройкой природным газом ($\gamma_0 = 0{,}72$ *кг/нм*³ и $Q_р^н = 8500$ *ккал/нм*³) для отопления, пищеприготовления, санитарно-гигиенических и коммунально-бытовых нужд населения. Предполагаемое расположение зданий, длины участков внутриквартального газопровода и т. п. приведены на рис. 9. Потеря давления в газопроводе внутриквартальной сети должна составить около 100 *мм вод. ст.* Групповые котельные для отопления зданий квартала расположены в зданиях *2* и *6*.

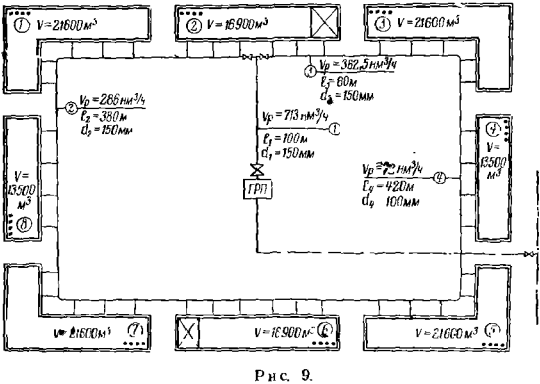


Рис. 9.

Решение. Плотность населения на 1 *га* для четырехэтажной застройки с учетом удельного веса жилого фонда в общей застройке города $\psi = 0{,}75$) составляет $n = 350$ *чел/га* [2].

Удельные расчетные часовые расходы природного газа составляют [2]:

а) для газовых сетей, обеспечивающих нужды пищеприготовления, санитарно-гигиенические и коммунально-бытовые.

$$V_{\text{расч}}^{\text{пищ}} = 0{,}13 \text{ нм}^3/\text{ч} \cdot \text{чел};$$

б) для газовых сетей, обеспечивающих нужды отопления,

$$V_{\text{расч}}^{\text{от}} = 0{,}21 \text{ нм}^3/\text{ч} \cdot \text{чел}.$$

Расчетные часовые расходы природного газа для всего населения квартала:

$$\Sigma V_{\text{расч}}^{\text{пищ}} = n \cdot f \cdot V_{\text{расч}}^{\text{пищ}} = 350 \cdot 6 \cdot 0{,}13 = 273 \text{ нм}^3/\text{ч};$$

$$\Sigma V_{\text{расч}}^{\text{от}} = n \cdot f \cdot V_{\text{расч}}^{\text{от}} = 350 \cdot 6 \cdot 0{,}21 = 440 \text{ нм}^3/\text{ч};$$

$$\Sigma V_{\text{расч}} = \Sigma V_{\text{расч}}^{\text{пищ}} + \Sigma V_{\text{расч}}^{\text{от}} = 273 + 440 = 713 \text{ нм}^3/\text{ч}.$$

Таблица 26

№ участка	$l_ф$, м	$l_{расч}$, м	$V_{уд}$, $нм^3/ч$	$V_{пут} = V_{уд} l_{расч}$, $нм^3/ч$	$V_{тр}$, $нм^3/ч$	$V_{расч} = V_{тр} + 0{,}55\ V_{пут}$, $нм^3/ч$	D_0, мм	$\Sigma\ \xi$	$l'_{экв}$, м	$L = l_ф + l_{экв}$, м	$R_{табл}$, мм вод. ст./пог. м	$R' = R \cdot \gamma_0$, мм вод. ст./пог м	LR', мм вод. ст.	$\Sigma LR'$, мм вод.ст.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	100	100	—	—	713	713	150	1,5	13	113	0,76	0,55	61	—
2	380	190	0,63	120 / 66	220	286	150	3,1	27	407	0,15	0,108	44	44
3	60	30	0,63	19 / 10,5	352	362,5	150	0,6	4	64	0,24	0,173	11,1	40,2
4	420	210	0,63	132 / 72		72	100	2,0	15	435	0,093	0,067	29,1	

$\Sigma R'L_{(1,\ 2)} = 61 + 44 = 105$ *мм вод. ст.*

$\Sigma R'L_{(1,\ 8,\ 4)} = 61 + 41{,}2 = 101{,}2$ *мм вод. ст.*

Примечание. В графе 5 дробные числа означают: числитель — путевой расход, знаменатель — 0,55 $V_{пут}$.

Гидравлический расчет внутриквартального газопровода низкого давления производим исходя из условий для распределительных газопроводов с большим числом ответвлений и переменным количеством газа по всей их длине. Расчетные расходы газа на участках определяем по формуле [2]

$$V_{\text{расч}} = V_{\text{транз}} + 0{,}55\ V_{\text{пут}}.$$

Величина $V_{\text{пут}}$ находится путем умножения величины $V_{\text{уд}}$ на $l_{\text{расч}}$. Удельный расход газа для условий рассматриваемой задачи составляет

$$V_{\text{уд}} = \frac{\Sigma V^{\text{пищ}}_{\text{расч}}}{\Sigma l_{\text{расч}}}.$$

При определении расчетных длин учитываются только участки с непосредственным отбором газа; при этом для участков с двусторонним отбором газа — полная фактическая длина, для участков с односторонним отбором газа — половина фактической длины.

Расходы газа в количестве 220 *нм³/ч* на каждую котельную являются транзитными для участков *2* и *3* газовой сети.

Для условий рассматриваемой задачи (см. рис. 9) имеем:

$$\Sigma l_{\text{расч}} = \frac{380}{2} + \frac{60}{2} + \frac{420}{2} = 430\ м;$$

$$V_{\text{уд}} = \frac{\Sigma V^{\text{пищ}}_{\text{расч}}}{\Sigma l_{\text{расч}}} = \frac{273}{430} = 0{,}63\ нм^3/ч \cdot м.$$

Гидравлический расчет газопровода сведен в табл. 26.

8. РАСЧЕТНАЯ ТАБЛ. 27 ДЛЯ ГАЗОПРОВОДОВ (ВОЗДУХОВОДОВ) ВЫСОКОГО И СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЙ

Режим движения газа (воздуха) высокого и среднего давлений в трубопроводах характеризуется сильно развитой турбулентностью потока ($\text{Re} > 1000\ D$).

Уравнение движения газа (воздуха) высокого и среднего давлений в трубопроводах получим из выражения (1) с учетом выражений (3), (2) и (7); после интегрирования выражения (1) и ряда преобразований уравнение движения газа (воздуха) высокого и среднего давлений примет вид

$$P_1^2 - P_2^2 = 305 \frac{V_0^2 \gamma_0 lT}{D^{5{,}25}}. \qquad (21)$$

Из выражения (21) имеем:

$$P_2 = \sqrt{P_1^2 - 305\ \frac{V_0^2 \gamma_0 Tl}{D^{5{,}25}}}; \qquad (22)$$

$$P_1 = \sqrt{P_2^2 + 305 \frac{V_0^2 \gamma_0 T l}{D^{5,25}}}. \qquad (22')$$

В уравнениях (21), (22) и (22'):

P_1 и P_2 — давление газа в начале и соответственно в конце расчетного участка трубопровода, *ата;*

V_0 — часовой расход газа на рассматриваемом участке газопровода, *нм³/ч;*

γ_0 — удельный вес газа при нормальных условиях, *кг/нм³;*

T — абсолютная температура газа, °К;

l — длина газопровода, *км;* с учетом местных сопротивлений на рассматриваемом участке величина l заменяется на длину L, равную

$$L = l + \Sigma\xi \cdot l'_{экв}.$$

$l'_{экв}$ — принимается по табл. 27;

D — внутренний диаметр газопровода, *мм;* размеры труб принимаются по табл. 1, а для диаметров свыше 400 *мм* — по табл. 2.

Пользование выражениями (22), (22') или табл. 27 для гидравлического расчета газопроводов (воздуховодов) высокого и среднего давлений иллюстрируется примерами 13 и 14.

В табл. 27 внизу помещены для каждого диаметра газопровода значения вспомогательной величины $A = 0{,}00283\,D^2$, по которой определяется скорость газа в интересующем нас месте газопровода.

Скорость газа высокого или повышенного давления определяют делением часового расхода газа V (*нм³/ч*) в рассматриваемом месте трассы на произведение $A \cdot P_{ата}$. Так, скорость движения газа в точке $Б$ (пример 12, рис. 10) с давлением $P_Б = 3{,}68$ *ата* (табл. 28) составит

$$w_Б = \frac{V_Б}{A \cdot P_Б} = \frac{11\,500}{179{,}6 \cdot 3{,}68} = 17{,}4 \text{ м/сек}.$$

Пример 13. Определить размеры диаметров труб городской распределительной газовой сети среднего давления, обеспечивающей подачу от газораспределительной станции (ГРС) требуемых часовых расходов природного газа ($\gamma_0 = 0{,}80$ *кг/нм³* и $t = 7°C$) в газорегулировочные пункты (ГРП) *Н, М, Е* и *Д*.

Начальное давление по выходе газа из ГРС составляет $P_{нач} = 4$ *ата* конечное давление газа в пунктах *Н, М, Е* и *Д* должно быть не ниже $P_{кон} = 3{,}5$ *ата*. Часовые расходы газа, длины участков газовой сети и сумма местных сопротивлений на каждом участке приведены на рис. 10.

Газопроводы (воздуховоды) высокого и среднего давлений

Внутр. диаметр $D_{вн}$, *мм*	Трубы стальные бесшовные ГОСТ 8732—58													
	207	259	309	357	404	462	513	613	700	798	894	992	1188	1384
$l'_{экв}$(*м*) для $\Sigma\xi=1$	12,4	16,0	20,0	24,0	28,0	35,0	40,0	45,0	58,0	68,0	78,0	88,0	110,0	135,0
$N=305\ \frac{V^2}{D^{5.25}}$	Часовой расход газа V, *нм³/ч* (0° С и 760 *мм рт. ст.*)													
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,0010	2060	3640	6220	9560	13410	17890	23550	37580	53240	75100	101190	132950	213480	318660
0,0012	2260	3990	6810	10480	14690	19590	25790	41160	58320	82260	110850	145640	233860	349070
0,0014	2440	4310	7360	11320	15870	21160	27860	44460	62990	88850	119730	157300	252590	377030
0,0016	2610	4610	7870	12100	16950	22620	29780	47530	67340	94990	128000	168170	270030	403070
0,0018	2770	4890	8345	12830	17990	24000	31590	50420	71430	100750	135760	178370	286410	427520
0,0020	2920	5150	8800	13530	18970	25300	33300	53140	75290	106200	143100	188020	301910	450650
0,0021	2990	5280	9010	13850	19440	25920	34120	54460	77150	108820	146640	192660	309370	461780
0,0022	3060	5400	9230	14190	19890	26530	34920	55740	78970	111380	150090	197190	316540	472640
0,0023	3130	5530	9430	14500	20340	27130	35710	56990	80740	113690	153450	201620	323750	483260
0,0024	3200	5645	9540	14820	20780	27710	36480	58220	82480	116340	156760	205960	330720	493660
0,0025	3260	5760	9830	15120	21200	28280	37280	59420	84180	118740	159990	210210	337540	503840
0,0026	3330	5880	10030	15420	21630	28840	37970	60590	85840	121090	163150	214370	344220	513810
0,0027	3390	5990	10220	15720	22040	29390	38690	61750	87480	123400	166280	218460	350790	523620
0,0028	3450	6100	10410	16000	22440	29930	39400	62880	89080	125660	169320	222460	357220	533210
0,0029	3520	6205	10590	16290	22840	30460	40100	63990	90660	127880	172320	226400	363540	542640
0,0030	3580	6310	10770	16570	23230	30980	40780	65090	92210	130070	175270	230280	369760	551930
0,0031	3530	6415	10950	16840	23610	31490	41460	66150	93740	132220	178160	234080	375870	561050
0,0032	3690	6520	11130	17110	23990	32000	42120	67220	95240	134340	181010	237830	381890	570030
0,0033	3750	6620	11300	17370	24360	32490	42770	68260	96710	136420	183820	241500	387800	578860

Продолжение

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,0034	3810	6720	11470	17640	24730	32980	43420	69290	98170	138470	186580	245150	393640	587570
0,0035	3860	6820	11640	17890	25090	33460	44050	70300	99600	140490	189310	248730	399390	596150
0,0036	3920	6910	11800	18150	25450	33940	44680	71300	101010	142480	191990	252250	405050	604600
0,0037	3970	7010	11960	18400	25800	34410	45290	72280	102410	144450	194640	255740	410640	612950
0,0038	4020	7100	12125	18640	26140	34870	45900	73250	103780	146390	197250	259170	416150	621170
0,0039	4080	7200	12280	18890	26490	35320	46500	74210	105140	148300	199840	262560	421590	629290
0,0040	4130	7290	12440	19130	26820	35770	47090	75160	106480	150190	202380	265900	426960	637300
0,0042	4230	7470	12750	19600	27480	36660	48260	77010	109110	153900	207380	272470	437510	653050
0,0044	4330	7640	13050	20060	28130	37520	49390	78830	111680	157520	212260	278880	447800	668420
0,0046	4430	7815	13340	20510	28760	38360	50500	80600	114180	161060	217030	285140	457860	683430
0,0048	4520	7980	13630	20950	29380	39190	51590	82330	115640	164530	221700	291280	467710	698140
0,0050	4610	8150	13910	21390	29990	40000	52650	84030	119050	167920	226270	297280	477360	712530
0,0052	4710	8310	14180	21810	30580	40790	53690	85690	121400	171240	230750	303170	486810	726640
0,0054	4800	8470	14450	22220	31160	41560	54720	87320	123720	174500	235140	308940	496080	740480
0,0056	4880	8620	14720	22630	31740	42330	55720	88930	125990	177710	239460	314620	505190	754070
0,0058	4970	8770	14980	23030	32300	43080	56710	90500	128220	180860	243700	320190	514130	767430
0,0060	5060	8920	15240	23430	32850	43810	57680	92860	130410	183950	247860	325660	522920	780540
0,0065	5260	9290	15850	24380	34190	45600	60030	95810	135740	191460	257990	338960	544270	812420
0,0070	5460	9640	16460	25300	35480	47320	62300	99420	140860	198690	267720	351750	564820	843090
0,0075	5650	9980	17030	26190	36730	48980	64480	102910	145800	205660	277120	364100	584640	872670
0,0080	5840	10310	17590	27050	37930	50590	66600	106290	150580	212400	286210	376040	603810	901290
0,0085	6020	10620	18130	27880	39100	52150	68650	109560	155220	218940	295020	387610	622400	929030
0,0090	6190	10930	18660	28690	40230	53660	70640	112740	159720	225290	303570	398850	640440	955970
0,0095	6360	11230	19170	29480	41340	55130	72570	115820	164090	231460	311890	409780	657990	982160
0,0100	6530	11520	19670	30250	42410	56560	74450	118830	168360	237480	319990	420430	675090	1007700
0,0105	6690	11810	20160	30990	43460	57950	76300	121770	172516	243340	327890	430810	691760	1032600
0,0110	6850	12090	20630	31720	44480	59320	78090	124630	176580	249060	335610	440940	708040	1056900
0,0115	7000	12360	21090	32430	45480	60660	79850	127440	180540	254660	343150	450860	723950	1080600
0,0120	7160	12620	21550	33130	46460	61960	81570	130180	184430	260140	350530	460550	739520	1103900
0,0130	7440	13130	22430	34480	48360	64490	84900	135490	191960	270760	364840	479350	769710	1148900

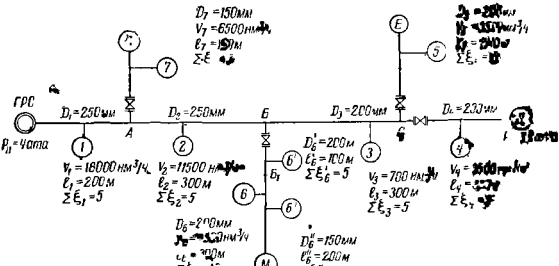
Продолжение

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,0140	7720	13620	23270	35790	50180	66930	88100	140500	199200	280980	378620	497450	798770	1192300
0,0150	7990	14100	24090	37040	51940	69270	91190	145540	208190	290840	391900	514910	826800	1234200
0,0160	8260	14570	24880	38260	53650	71550	94190	150310	212960	300380	404760	521800	853930	1274600
0,0170	8610	15020	25650	39430	55300	73750	97080	154940	219510	309680	417290	548160	880200	1313800
0,0180	8760	15460	26390	40580	56900	75890	99900	159430	225880	318600	429310	564050	905720	1351900
0,0190	9000	15880	27110	41690	58460	77970	102640	163800	232070	327340	441080	579510	930540	1389000
0,0200	9230	16300	27820	42770	59960	79990	105300	168060	238090	335840	452540	594570	954710	1425100
0,0250	10320	18220	31100	47820	67080	89430	117730	187890	266190	375470	505940	664730	1067403	1593200
0,0300	11310	19960	34070	52390	73460	97974	128980	205840	291620	411340	554270	728320	1169300	1745400
0,0350	12210	21550	36800	56580	79340	105820	139300	222320	314960	444280	598660	788560	1263000	1885200
0,0400	13060	23045	39340	60490	84820	113120	148920	237660	336710	474940	639980	840840	1350200	2015340
$A=0{,}00283\ D^2$	111,6	179,6	270,0	374,4	486,0	604,8	745,2	1062,0	1386,0	1800,0	2260,0	2782,8	3960,0	5400,0

№ участка	V, нм³/ч	D, мм	$\Sigma\xi$	l, м	$l_{экв}$, м	$L=l+l_{экв}$, км	$P_{нач}$, ата	$P_{кон}=\sqrt{P_{нач}^2-305\frac{V_0^2\gamma_0 T L}{D^{5,25}}}$ ата
Основная магистраль								
1	18000	250	5	200	80	0,28	4,0	$P_A=\sqrt{16-\frac{305\cdot 18000^2\cdot 0{,}8\cdot 280\cdot 0{,}28}{405\cdot 10^{10}}}=\sqrt{14{,}47}=3{,}80$
2	11500	260	5	300	80	0,38	3,80	$P_Б=\sqrt{14{,}47-\frac{305\cdot 11500^2\cdot 0{,}8\cdot 280\cdot 0{,}38}{405\cdot 10^{10}}}=\sqrt{13{,}63}=3{,}68$
3	7000	200	5	300	60	0,36	3,68	$P_C=\sqrt{13{,}63-\frac{305\cdot 7000^2\cdot 0{,}8\cdot 280\cdot 0{,}36}{130\cdot 10^{10}}}=\sqrt{12{,}71}=3{,}56$
4	3500	200	5	300	50	0,36	3,56	$P_Д=\sqrt{12{,}71-\frac{305\cdot 3500^2\cdot 0{,}8\cdot 280\cdot 0{,}36}{130\cdot 10^{10}}}=\sqrt{12{,}39}=3{,}51$
Ответвления								
5	3500	200	10	240	120	0,36	3,55	$P_E=\sqrt{12{,}71-\frac{305\cdot 3500^2\cdot 0{,}8\cdot 280\cdot 0{,}36}{130\cdot 10^{10}}}=\sqrt{12{,}39}=3{,}51$
6	4500	200	10	350	120	0,47	3,68	$P_M=\sqrt{13{,}63-\frac{305\cdot 4500^2\cdot 0{,}8\cdot 280\cdot 0{,}47}{130\cdot 10^{10}}}=\sqrt{13{,}00}=3{,}60$
7	6500	150	5	160	40	0,20	3,80	$P_H=\sqrt{14{,}47-\frac{305\cdot 6500^2\cdot 0{,}8\cdot 280\cdot 0{,}20}{266\cdot 10^9}}=\sqrt{12{,}31}=3{,}50$
6′	4500	200	5	100	60	0,16	3,68	$P_Б=\sqrt{13{,}63-\frac{305\cdot 4500^2\cdot 0{,}8\cdot 280\cdot 0{,}16}{130\cdot 10^{10}}}=\sqrt{13{,}42}=3{,}66$
6″	4500	150	5	200	40	0,24		$P_M=\sqrt{13{,}42-\frac{305\cdot 4500^2\cdot 0{,}8\cdot 280\cdot 0{,}24}{266\cdot 10^9}}=\sqrt{12{,}28}=3{,}50$

Р е ш е н и е. Определение потерь давления на участках *1*, *2*, *3* и *4* основной магистрали (см. рис. 10) произведено по выражению (22′) с использованием данных табл. 1.

По заданному давлению газа в начале участка *1* $P_{нач} = 4$ *ата* и исходным величинам V_1, l_1 и $\Sigma\xi_1$ определяется для выбранного диаметра D_1 по выражению (22′) и табл. 1 конечное давление газа P_A в конце участка *1* в точке *A*. Давление P_A газа в точке *A* является начальным давлением газа для участков *2* и *7*; по давлению P_A и заданным



Р и с. 10.

величинам V_2, l_2 и $\Sigma\xi_2$ определяется для выбранного диаметра D_2 по выражению (22′) конечное давление газа $P_Б$ в конце участка 2 в точке *Б* и т. д.

Результаты гидравлического расчета участков основной магистрали приведены в табл. 29, из которой видно, что конечное давление газа в точке *D* составляет $P_Д = 3{,}52$ *ата* и удовлетворяет требованиям задачи.

По давлениям в точках *A*, *Б* и *C* $P_{кон} = 3{,}5$ *ата* и заданным величинам V, l и $\Sigma\xi$ на ответвлениях подбираются диаметры участков ответвлений с проверкой по выражению (22′) величин конечных давлений в точках *E*, *M* и *H*, при этом может выявиться необходимость подбора на ответвлениях двух размеров труб газопровода (участок *6*). Все операции по гидравлическому расчету газопроводов на ответвлениях приведены в табл. 28.

Пример 14. Требуется подать $V_{сут} = 5 \cdot 10^6$ *нм³/сут* природного газа ($\gamma_0 = 0{,}80$ *кг/нм³*) потребителю, расположенному по намеченной трассе газопровода на расстоянии $L = 780$ *км* (приведенная длина). К газораспределительной станции потребителя природный газ должен поступить с давлением $P_2 = 10$ *ата*. Температура газа в газопроводе может достигнуть $T = 288°$K. Предел текучести стали, из которой изготовлены трубы, $\sigma = 3300$ *кгс/см²*.

Р е ш е н и е. Расчетная часовая производительность газопровода составляет $V = \frac{V_{сут}}{24} = \frac{5 \cdot 10^6}{24} = 208\,000$ *м³/ч*. Величина оптимального диаметра газопровода, работающего на всем протяжении трассы от одной компрессорной станции на промыслах, может быть определена из выражения [2]:

$$D_{опт} = 1{,}6\,(\gamma_0 TL)^{0{,}19}\left(\frac{V}{P_2}\right)^{0{,}38} = 1{,}6(0{,}8\cdot 288\cdot 780)^{0{,}19}\left(\frac{208\,000}{10}\right)^{0{,}38} = 720\ мм.$$

Задавшись предварительной толщиной стенки трубопровода $\delta = 10$ *мм*, получим размер внутреннего диаметра трубы газопровода:

$$D_{вн} = D_{опт} - 2\delta = 720 - 20 = 700\ мм.$$

Величина давления сжатия P_1, определяемая по выражению (22′), составит

$$P_1 = \sqrt{P_2^2 + \frac{305\,V^2\,\gamma_0 TL}{D_{вн}^{5{,}25}}} = \sqrt{10^2 + \frac{305\cdot 208000^2\cdot 0{,}8\cdot 288\cdot 780}{700^{5{,}25}}} \approx 52\ ата.$$

Величина давления сжатия P_1 также может быть определена по табл. 27:

$$P_1 = \sqrt{P_2^2 + N\gamma_0 TL} = \sqrt{10^2 + 0{,}015\cdot 0{,}8\cdot 288\cdot 780} \approx 52\ ата.$$

Минимальная толщина стенки трубы, обеспечивающая при заданных условиях работы газопровода его прочность, должна быть

$$\delta = \frac{P_1 D_{опт} n}{2\sigma} = \frac{52\cdot 72\cdot 1{,}7}{2\cdot 3300} = 10\ мм.$$

Примечание. Расчет дальнего газоснабжения с промежуточными компрессорными станциями на трассе магистрального газопровода дан в литературе [2].

9. РАСЧЕТНАЯ ТАБЛ. 29 ДЛЯ ВОЗДУХОВОДОВ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ И ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

Для гидравлического расчета воздуховодов круглого сечения систем вентиляции приняты следующие исходные данные: температура воздуха $t = 20°C$, удельный вес воздуха $\gamma_{t=20} = 1{,}2$ *кг/м*^{3} и кинематический коэффициент вязкости воздуха $\nu_{t=20} = 15{,}7\cdot 10^{-6}$ *м*^{2}*/сек*.

Для режима движения воздуха в трубопроводах со слабо развитой турбулентностью потока ($Re < 1000\ D$) выражение (1) с учетом выражений (2) и (5) после интегрирования и преобразований примет вид

$$R_{сл.\ турб} = 2\cdot 10^5\frac{V^{1{,}75}}{D^{4{,}75}}\ мм\ вод.\ ст./пог.\ м. \qquad (23)$$

Для режима движения воздуха в трубопроводах с сильно развитой турбулентностью потока ($Re > 1000\ D$) выражение (1) с учетом выражений (2) и (7) после интегрирования и преобразований примет вид

$$R_{турб} = 4{,}8\cdot 10^5\frac{V^2}{D^{5{,}25}}\ мм\ вод.\ ст./пог.\ м. \qquad (24)$$

Внутренний диаметр, *мм*	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	550
$i'_{экв}$ (для $\Sigma\xi = 1$)	3,5	5	6	8	12	16	20	24	28	32	35	40
R *мм вод. ст./пог. м*	Часовая											
0,005	7	12	21	35	76	138	226	366	498	685	915	1170
0,01	8	17	31	51	111	204	336	510	736	1015	1350	1730
0,02	12	25	47	76	167	305	500	761	1100	1510	2020	2580
0,03	15	32	58	96	209	383	628	955	1380	1900	2530	3250
0,04	17	38	69	110	248	452	742	1133	1630	2250	2990	3840
0,05	20	43	79	129	282	515	845	1285	1860	2560	3400	4370
0,06	22	48	87	143	312	572	940	1430	2060	2840	3780	4850
0,07	24	52	95	155	339	620	1020	1550	2240	3080	4100	5260
0,08	26	55	102	168	367	673	1110	1675	2420	3340	4450	5700
0,09	27	60	109	179	392	718	1180	1790	2585	3560	4750	6100
0,10	29	64	116	191	416	765	1250	1900	2750	3790	5050	6470
0,15	37	81	147	242	526	965	1580	2410	3480	4800	6560	8200
0,20	43	94	173	284	620	1135	1860	2920	4090	5630	7500	9600
0,25	49	107	196	320	700	1285	2120	3210	4650	6400	8500	10900
0,30	55	119	218	358	780	1430	2350	3560	5150	7100	9450	12150
0,35	59	130	237	389	850	1560	2550	3880	5610	7750	10300	13200
0,40	64	140	257	421	920	1690	2760	4200	5080	8370	11400	14300
0,45	69	149	275	451	972	1805	2950	4550	6600	9090	12100	15500
0,50	73	159	292	480	1045	1920	3140	4770	6900	9510	12650	16250
0,55	77	168	308	505	1105	2025	3310	5050	7290	10040	13350	17100
0,60	81	177	324	531	1160	2130	3490	5300	7670	10500	14100	
0,65	85	185	339	556	1210	2220	3650	5550	8030	11100		
0,70	89	193	354	580	1270	2320	3810	5800	8350	11500		
0,75	92	200	368	603	1320	2420	3950	6020	8700			
0,80	96	209	382	627	1370	2515	4120	6250	9050			
0,85	99	216	396	648	1415	2600	4260	6450				
0,90	102	223	409	670	1465	2680	4400	6700				
0,95	105	230	421	691	1505	2765	4530	5880				
1,0	109	237	434	712	1560	2850	4670	7100				
1,5	137	298	546	895	1960	3590						
2,0	161	352	645	1060	2300							
2,5	183	400	730	1200								
3,0	203	443	810	1300								
3,5	222	485	889									
4,0	240	525										
4,5	260	568										
5,0	274											
$A = 0{,}00283\ D^2$	15,9	28,4	44,2	63,7	113	177	254	348	452	575	705	855

и пневмотранспорта

600	650	700	750	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
45	50	55	60	65	75	85	95	105	115	125	135

нагрузка V, $м^3/ч$

1500	1860	2280	2700	3240	4470	5950	7650	9750	12100	14800	17650
2220	2758	3370	4000	4800	6610	8880	11300	14450	17900	21900	26100
3300	4100	5010	5970	7150	9850	13100	16850	21500	26800	32700	38900
4150	5150	6300	7500	9000	12400	16500	21200	27000	33600	41000	49000
4900	6100	7450	8860	10650	14650	19500	25000	32000	39800	48500	58000
5580	6930	8470	10100	12100	16700	22200	28500	35400	45200	55300	65800
6200	7700	9400	11200	13450	18500	24700	31600	40500	50200	61500	73000
6730	8350	10200	12200	14600	20100	26800	34300	43800	54500	66500	79400
7270	9050	11050	13200	15800	21800	28900	37200	47500	59000	72000	86000
7770	9650	11800	14100	16900	23200	30900	39500	50600	63000	77000	91600
8250	10300	12550	15000	17950	24700	32900	42200	53900	67000	81900	97500
10450	13000	15900	18900	22700	31200	41500	53500	68000	84700	103500	123000
12300	15250	18650	22200	26600	36700	48800	62600	80000	95500		
13900	17300	21200	25200	30200	41600	55500	68500				
15500	19300	23600	28900	33600	46000						
16900	21000	25600	30600	36200							
18300	22700	27800									
19800	24000										
20500											
1025	1200	1390	1590	1810	2300	2830	3425	4060	4775	5560	6360

По выражениям (23) и (24) составлена табл. 29 для гидравлического расчета воздуховодов систем вентиляции, воздушного отопления сушильных установок, трубопроводов пневмотранспорта и т. п.

В табл. 29 для диаметров воздуховодов приведены величины: V ($м^3/ч$), R ($мм\ вод.\ ст./пог.\ м$) и $l'_{экв}$ для $\Sigma\xi = 1$. Эквивалентную длину на участке воздуховода получают умножением l на $\Sigma\xi$, т. е. $l_{экв} = l'_{экв} \cdot \Sigma\xi$. Приведенная длина на участке трубопровода равна $L = l + l_{экв} = l + l'_{экв} \cdot \Sigma\xi$.

Величина полной потери давления на рассматриваемом участке воздуховода равна произведению RL.

При необходимости иметь составляющие полной потери давления от трения и местных сопротивлений в отдельности умножают величину R на l, т. е. получают Rl (потеря давления от трения), и определяют величину $z = \Sigma\xi \frac{w^2}{2g} \gamma \approx 0{,}061 \Sigma\xi w^2$ (потеря давления от местных сопротивлений).

Скорость движения воздуха в трубопроводах определяется по табл. 29 делением V ($м^3/ч$) на вспомогательную величину A (последняя строка табл. 29).

Пользование этой таблицей для гидравлического расчета воздуховодов систем вентиляции, воздушного отопления и пневматического транспорта иллюстрируется примерами 15, 16 и 17.

Примечание. При незначительных скоростях движения воздуха $w < 5$ $м/сек$ (например, в воздуховодах или каналах естественной вентиляции со скоростями движения воздуха в пределах $w = 0{,}5 \div 2$ $м/сек$) метод эквивалентных длин по приведенным в табл. 29 значениям $l'_{экв}$ дает завышенные потери давления, поэтому гидравлический расчет каналов и воздуховодов естественной вентиляции рекомендуется производить по составляющим потерь давления Rl и $z = 0{,}061 w^2 \cdot \Sigma\xi$.

Пример 15. Рассчитать воздуховоды системы вытяжной естественной вентиляции, схема которой изображена на рис. 11. Часовые нагрузки, номера и длины участков, размеры и конструкции каналов из бетонных блоков, высоты от центра жалюзийных решеток до верха вытяжной шахты h_{III}, h_{II}, h_I и т. п. приведены на этом же рисунке. Температура воздуха в помещении $t_в = 18°C$ ($\gamma_{t=18} = 1{,}21$ $кгс/м^3$), расчетная температура наружного воздуха $t_н = +5°C$ ($\gamma_{t=5} = 1{,}27$ $кгс/м^3$).

Решение. Расчетные действующие давления для помещений I, II и III этажей с учетом запаса в размере 10% соответственно составят:

$$\Delta P^{I}_{расч} = 0{,}9 h_I (\gamma_н - \gamma_в) = 0{,}9 \cdot 11 (1{,}27 - 1{,}21) = 0{,}595\ мм\ вод.\ ст.;$$

$$\Delta P^{II}_{расч} = 0{,}9 h_{II} (\gamma_н - \gamma_в) = 0{,}9 \cdot 8 (1{,}27 - 1{,}21) = 0{,}430\ мм\ вод.\ ст.;$$

$$\Delta P^{III}_{расч} = 0{,}9 h_{III} (\gamma_н - \gamma_в) = 0{,}9 \cdot 5 (1{,}27 - 1{,}21) = 0{,}270\ мм\ вод.\ ст.$$

Гидравлический расчет воздуховодов системы вытяжной вентиляции сведен в табл. 30.

Избыточные давления $\Delta P^{II}_{изб} = 0{,}12$ *мм вод. ст.* на участке *4* и $\Delta P^{I}_{изб} = 0.255$ *мм вод. ст.* на участке *5* поглощаются добавочными сопротивлениями диафрагм, устанавливаемых при входе воздуха из каналов *4* и *5* в канал *2* (см. сечение *а — а*, рис. 11).

Подбор диафрагм из кровельного железа производят по выражению

$$f_{диаф} = \frac{V}{3600\mu\sqrt{\frac{2g \cdot \Delta P_{изб}}{\gamma}}},$$

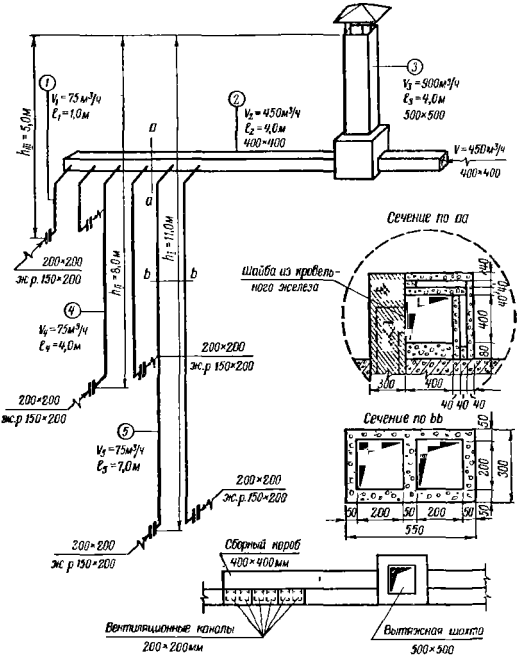


Рис. 11.

Таблица 30

№ участка	V, $м^3/ч$	l, $м$	$a \times b$, $мм$	$D_{экв}$, $мм$	$R_{гл}$, $мм$ вод. ст./пог. $м$	$R_{ш} = \beta R_{гл}$, $\beta = 2$	$R_{ш}$	$\Sigma \xi$	w, $м/сек$	z	$R_{ш} l + z$	$\Sigma (R_{ш} l + z)$	$\Delta P_{изб}$
Вытяжка с III этажа: $\Delta P^{III}_{расп} = 0{,}27$ *мм вод. ст.*													
1	75	1	200×200	200	0,005	0,01	0,01	4,6	0,52	0,07	0,08	0,08	
2	450	4	400×400	400	0,005	0,01	0,04	1,0	0,78	0,03	0,07	0,15	
3	900	4	500×500	500	0,005	0,01	0,04	1,5	1,00	0,09	0,13	0,28	
Вытяжка со II этажа: $\Delta P^{II}_{расп} = \Delta P^{II}_{расч} - \Sigma (R_{ш} l + z)_{2 и 3} = 0{,}43 - (0{,}07 + 0{,}13) = 0{,}23$ *мм вод. ст.*													
4	75	4	200×200	200	0,005	0,01	0,04	4,4	0,52	0,07	0,11		$\Delta P^{II}_{изб} = 0{,}12$
Вытяжка с I этажа: $\Delta P^{I}_{расп} = \Delta P^{I}_{расч} - \Sigma (R_{ш} l + z)_{2 и 3} = 0{,}595 - (0{,}07 + 0{,}13) = 0{,}395$ *мм вод. ст.*													
5	75	7	200×200	200	0,005	0,01	0,07	4,4	0,52	0,07	0,14		$\Delta P^{I}_{изб} = 0{,}255$

Местные сопротивления (по табл. 4)

Участки *1*, *4* и *5*: жалюзийная решетка 0,5
два прямых колена $1{,}3 \times 2 = 2{,}6$
тройник-ответвление 1,5
$\Sigma \xi = 4{,}6$

Участок *2*: тройник-проход при $\frac{D_1}{D_2} = 1{,}0$ 0,0
внезапное расширение 1,0
$\Sigma \xi = 1{,}0$

Участок *3*: вытяжная шахта с зонтом $\xi = 1{,}5$

где μ — коэффициент расхода, принимаемый для условий задачи равным 0,93.

Для участка *4* имеем

$$f^{(4)}_{\text{диаф}} = \frac{75}{3600 \cdot 0{,}93 \sqrt{\frac{2g \cdot 0{,}12}{1{,}21}}} = 0{,}0165 \ м^2, \text{ или } d_{(4)} = 145 \ мм.$$

Для участка *5* имеем

$$f^{(5)}_{\text{диаф}} = \frac{75}{3600 \cdot 0{,}93 \sqrt{\frac{2g \cdot 0{,}255}{1{,}21}}} = 0{,}0112 \ м^2, \text{ или } d_{(5)} = 120 \ мм.$$

Пример 16. Рассчитать разветвленную сеть нагнетательного воздуховода приточной вентиляции с подбором вентилятора. Схема воздуховодов и т. п. приведены на рис. 12.

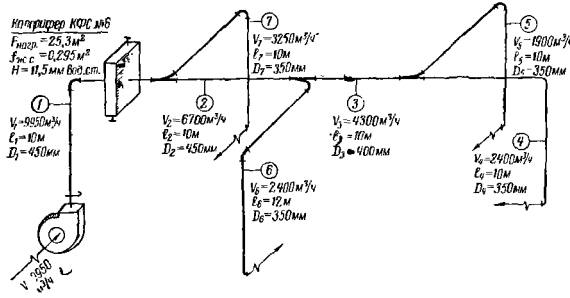


Рис. 12.

Решение. Гидравлический расчет разветвленной сети нагнетательного воздуховода приточной вентиляции выполнен в двух вариантах для сравнения методов: а) приведенных длин (табл. 31) и б) определения величин Rl и z (табл. 32).

Подбор вентилятора по заданной производительности $V = 9950 \ м^3/ч$ и требуемому давлению $H = 50 \ мм$ (см. табл. 31) произведен по аналитическим формулам проф. Э. Х. Одельского, а именно:

$$D = A \frac{V^{0,50}}{H^{0,25}} = 0{,}020 \ \frac{9950^{0,50}}{50^{0,25}} = 0{,}75 \ м.$$

Принят к установке (табл. 33) центробежный вентилятор низкого давления серии ВРН № 8, для которого $A = 0{,}020$.

Число оборотов вентилятора должно составить

$$n = B \frac{(VH)^{\frac{1}{3}}}{D_{ст}^{1,67}} \left(\frac{D_{ст}}{D} \right)^{0,5} = 7 \ \frac{(9950 \cdot 50)^{\frac{1}{3}}}{0{,}8^{1,67}} \left(\frac{0{,}8}{0{,}75} \right)^{0,5} = 800 \ об/мин.$$

№ участка	V, м³/ч	$l_{уч}$, мм	D, м	$l'_{экв}$, м	R, мм вод. ст./пог. м	Σ ξ	$l_{экв}$, м	L, м	RL, мм вод. ст.	ΣRL, мм вод. ст	Примечания
Основная магистраль											
1	9950	10	450	32	0,55	0,55	17,6	27,6	15,20	15,20	
2	6700	10	450	32	0,27	0,40	12,8	22,8	6,15	21,35	
3	4300	10	400	28	0,22	0,40	11,2	21,2	4,67	26,02	
4	2400	10	350	24	0,15	1,65	39,6	49,6	7,45	33,47	
Ответвления											
5	1900	10	350	24	0,10	2,75	66	76	7,60	$H_{расп}$ 7,45	$RL_5 \approx RL_4$
6	2400	12	350	24	0,15	2,75	66	78	11,70	12,27	$RL_6 \approx \Sigma RL_{3\ и\ 4}$
7	3250	10	350	24	0,25	2,75	66	76	19,0	18,42	$RL_7 \approx \Sigma RL_{2,\ 3\ и\ 4}$

Полное сопротивление сети

$H_{сети} = H_{всас} + H_{нагн} + H_{калор} = 5{,}0 + 33{,}50 + 11{,}5 = 50{,}0$ *мм вод. ст.*

Подсчет местных сопротивлений по участкам (по табл. 4)

Участок *1*: переход с квадратного на круглое сечение воздуховода — 0,1
шибер — 0,1
отвод под углом 90° для $R = 1{,}5\ D$ — 0,15
диффузор перед калорифером — 0,1
конфузор после калорифера — 0,1
$\Sigma\ \xi = 0{,}55$

Участки *2* и *3*: нагнетательный тройник-проход для $\frac{D_1}{D_2} = 1{,}12$ — 0,4

Участок *4*: нагнетательный тройник-проход для $\frac{D_1}{D_2} = 1{,}12$ — 0,4
отвод под углом 90° для $R = 1{,}5\ D$ — 0,15
выход из отверстия с сеткой (при живом сечении 80%) — 1,1
$\Sigma\ \xi = 1{,}65$

Ответвления *5*, *6* и *7*: нагнетательный тройник-ответвление, включая отвод — 1,5
отвод под углом 90° для $R = 1{,}5\ D$ — 0,15
выход из отверстия с сеткой — 1,1
$\Sigma\ \xi = 2{,}75$

Таблица 2

№ участка	V, $м^3/ч$	l, $м$	D, $мм$	w, $м/сек$	R, $мм$ вод. ст. пог. $м$	$\Sigma\xi$	Rl, $мм$ вод. ст.	z', $мм$ вод. ст.	$z = z' \cdot \Sigma\xi$, $мм$ вод. ст.	$Rl + z$, $мм$ вод. ст.	$\Sigma (Rl + z)$, $мм$ вод. ст.
					Основная магистраль						
1	9950	10	450	17,3	0,55	0,55	5,5	18,32	10,1	15,6	15,6
2	5700	10	450	11,7	0,27	0,40	2,7	8,38	3,4	6,1	21,7
3	4300	10	400	9,5	0,22	0,40	2,2	5,52	2,2	4,4	26,1
4	2400	10	350	6,9	0,15	1,65	1,5	2,91	4,8	6,3	32,4
					Ответвления						
5	1900	10	350	5,5	0,10	2,75	1,0	1,85	5,1	6,1	6,3
6	2400	12	350	6,9	0,15	2,75	1,8	2,91	8,0	9,8	10,7
7	3250	10	350	9,3	0,25	2,75	2,5	5,29	14,5	17,0	16,8

Таблица 32

Серия и номер центробежного вентилятора	Диаметр колеса $D=A\frac{V^{0,5}}{H^{0,25}}$, *м*	Число оборотов колеса в минуту $n=B\frac{(VH)^{1/2}}{D_{ст}^{1,67}}\left(\frac{D_{ст}}{D}\right)^{0,5}$	Рекомендуемая величина к. п. д.
Ц4-70 № $2^1/_2$, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 16	$A=0{,}019$	$B=5{,}8$	$\eta=0{,}70$
Ц4-76 № 16, 20	$A=0{,}019$	$B=5{,}8$	$\eta=0{,}75$
Ц9-57 № 3, 4, 5, 6, 8	$A=0{,}0175$	$B=3{,}85$	$\eta=0{,}55$
Ц9-55 № 3, 4, 5, 6, 8, 10	$A=0{,}0175$	$B=3{,}85$	$\eta=0{,}55$
ВРН № 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 14, 16	$A=0{,}0{\cdot}0$	$B=7{,}0$	$\eta=0{,}55$
ВРС № 4, 5, 6, 8, 10, 12	$A=0{,}018$	$B=3{,}2$	$\eta=0{,}55$
ЦВ-55 № 8, 10, 12	$A=0{,}017$	$B=3{,}9$	$\eta=0{,}55$
ЦП № 5, 6, 8	$A=0{,}023$	$B=5{,}5$	$\eta=0{,}55$
ВВД № 8, 9, 11	$A=0{,}047$	$B=8{,}5$	$\eta=0{,}55$

Значения величин $D^{1,67}$ приведены в табл. 34.

Таблица 34

$D_{ст}$	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	1,00	1,2	1,4	1,6	2,0
$D_{ст}^{1,67}$	0,10	0,14	0,22	0,32	0,43	0,56	0,69	1,00	1,35	1,75	2,19	3,17

Подбор вентилятора по формулам (25), (26) и (26′) и по характеристике [7] дает полностью совпадающие результаты.

Пример 17. Подобрать центробежный пылевой вентилятор, циклон и рассчитать разветвленную сеть отсасывающего воздуховода для пневмотранспорта отходов от деревообрабатывающих станков. Типы станков, объемы отсасываемого от них воздуха, нумерация и длины участков воздуховода, схема разветвленной сети и т. п. приведены на рис. 13.

Р е ш е н и е. Для улавливания древесных отходов и крупной древесной пыли принят к установке циклон цилиндрический № 4 на требуемую производительность с размерами входного патрубка 400×400 *мм* [9]. Скорость воздуха во входном патрубке составит

$$w=\frac{V}{3600f}=\frac{9000}{3600\cdot0{,}4\cdot0{,}4}=15{,}6\ м/сек.$$

Коэффициент местного сопротивления циклона (отнесенный к скорости воздуха во входном патрубке) $\xi = 2{,}5$.

Сопротивление циклона на требуемую производительность $V = 9000$ м³/ч составит

$$H_{\text{цикл}} = 0{,}061 w^2 \xi = 0{,}061 \cdot 15{,}6^2 \cdot 2{,}5 = 36 \text{ мм вод. ст.}$$

Гидравлический расчет разветвленной сети отсасывающего воздуховода дан в двух вариантах для сравнения методов: а) приведенных длин (табл. 35) и б) определения величин Rl и z (табл. 36).

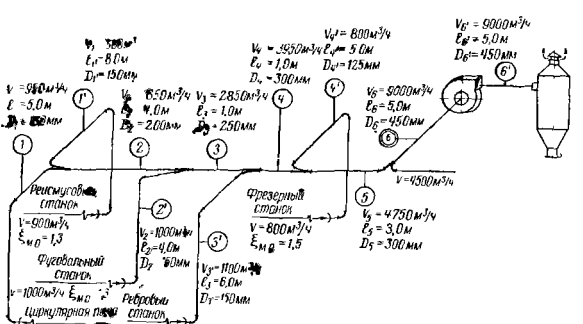


Рис. 13.

Полная потеря давления в системе для чистого воздуха (всасывание, нагнетание, циклон) составит

$$H' = H_{\text{сети}} + H_{\text{цикл}} = 111{,}8 + 36 \approx 150 \text{ мм вод. ст.}$$

С учетом поправочного коэффициента на концентрацию смеси (для опилок и стружек деревообрабатывающих цехов) требуемое давление центробежного вентилятора должно составить [1]

$$H = H'(1 + k\mu) = 150(1 + 1{,}4 \cdot 0{,}1) \approx 180 \text{ мм вод. ст.}$$

Для пневмотранспорта отходов от деревообрабатывающих станков принимаем к установке центробежный пылевой вентилятор ЦАГИ по ГОСТ 649—41.

Подбор вентилятора по заданной производительности $V = 9000$ м³/ч и требуемому давлению $H = 180$ мм вод. ст. произведен по формулам (25), (26) и (26′), а именно:

$$D = A \frac{V^{0,50}}{H^{0,25}} = 0{,}018 \frac{9000^{0,50}}{180^{0,25}} = 0{,}46 \text{ м},$$

Таблица 35

№ участка	V, м³/ч	l, м	D_0, мм	w, м/сек	$l'_{экв}$, м	$\Sigma\,\xi$	$l_{экв}$, м	$L_{пр}$, м	R, мм вод. ст./пог. м	RL, мм вод. ст.	ΣRL, мм вод ст.	Примечания
Основная магистраль												
1	950	5,0	150	15,0	8	1,8	14,4	19,4	1,6	31,1	31,1	
2	1850	4,0	200	16,4	12	1,0	12,0	16,0	1,4	22,4	53,5	
3	2850	1,0	250	16,2	16	0,7	11,2	12,2	1,0	12,2	65,7	
4	3950	1,0	300	15,6	20	0,7	14,0	15,0	0,75	11,2	76,9	
5	4750	3,0	300	18,7	20	—	—	3,0	1,0	3,0	79,9	
6	9000	5,0	450	16,3	32	1,6	51,2	56,2	0,45	25,3	105,2	
6′	9000	5,0	450	16,3	32	0,3	9,6	14,6	0,45	6,6	111,8	
Ответвления												
1′	900	8,0	150	14,2	8	1,6	12,7	20,7	1,5	31,1	$H_{расп}$ 31,1	$RL_{1'} \approx RL_1$
2′	1000	4,0	150	15,7	8	3,0	24,0	28,0	2,0	56,0	53,5	$RL_{2'} \approx \Sigma\, RL_{1\text{ и }2}$
3′	1100	6,0	150	17,3	8	2,9	23,2	29,2	2,2	64,5	65,7	$RL_{3'} \approx \Sigma\, RL_{1,\,2\text{ и }3}$
4′	800	5,0	125	18,1	6	3,2	19,2	24,2	3,0	72,6	76,9	$RL_{4'} \approx \Sigma\, RL_{1,\,2,\,3\text{ и }4}$

Таблица 36

№ участка	V, м³/ч	l, м	D_0, мм	w, м/сек	R, мм вод. ст /пог м	$\Sigma\xi$	Rl, мм вод. ст.	z', мм вод. ст	$z - z'\Sigma\xi$	$Rl+z$	$\Sigma(Rl+z)$, мм вод. ст.	Примечания
Основная магистраль												
1	950	5,0	150	15,0	1,6	1,8	8,0	13,77	24,8	32.80	32,8	
2	1850	4,0	200	16,4	1,4	1,0	5,6	16,45	16,45	22,05	64,85	
3	2850	1.0	250	16,2	1,0	0,7	1,0	16,07	11,20	12.20	67,05	
4	3950	1,0	300	15,6	0,75	0,7	0,75	14,9	10,5	11.25	78,30	
5	4750	3,0	300	18,7	1,0	—	3,0	21,4	[illegible]	3.00	81,30	
6	9000	5,0	450	16,3	0,45	1,6	2,25	16,2	25,8	28,05	109,35	
6′	9000	5,0	450	16,3	0 45	0,3	2,25	16,2	4,85	7,10	116,45	Нагнетательный участок
Ответвления												
1′	900	8,0	150	14.2	1,5	1,6	12,0	12,34	19,75	31,75	$H_{\text{расп}}$ 32,8	$(Rl+z)_{1'} \approx (Rl+z)_1$
2′	1000	4,0	150	15.7	2,0	3,0	8,0	15,04	45,50	53,50	54,85	$(Rl+z)_{2'} \approx (Rl+z)_{1 \text{ и } 2}$
3′	1100	6,0	150	17,3	2,2	2,9	13,2	18,32	53,00	66,20	67,05	$(Rl+z)_{3'} \approx (Rl+z)_{1,\ 2 \text{ и } 3}$
4′	800	5,0	125	18,0	3,0	3,2	15,0	19,83	63,50	78,50	78,30	$(Rl+z)_{4'} \approx (Rl+z)_{1,2,3 \text{ и } 4}$

Принят к установке (см. табл. 33) центробежный пылевой вентилятор ЦАГИ по ГОСТ 649—41 № 5 с диаметром колеса $D = 500$ *мм*.

Число оборотов вентилятора должно составить

$$n = B\frac{(VH)^{\frac{1}{3}}}{D_{ст}^{1,67}}\left(\frac{D_{ст}}{D}\right)^{0,5} = 3,7\frac{(9000\cdot 180)^{\frac{1}{3}}}{0,5^{1,67}}\left(\frac{0,5}{0,46}\right)^{0,5} = 1360 \text{ об/мин.}$$

Подбор вентилятора по формулам (25), (26) и (26′) и по характеристике дает полное совпадение [7].

Аналитический метод подбора вентиляторов

Для подбора вентиляторов общепромышленного назначения по заданной производительности и требуемому давлению, как известно, необходимо иметь характеристики в виде графиков или таблиц, отображающие производительности вентиляторов V (*м*³/*ч*), развиваемые ими полные давления H (*мм вод. ст.*), число оборотов n к коэффициенты полезного действия η.

Подбор центробежных вентиляторов по заданной производительности V (*м*³/*ч*) и требуемому полному давлению H (*мм вод. ст.*) при работе вентилятора с максимальным к. п. д. по полному давлению может быть произведен без характеристик и таблиц по следующим общим формулам [3]:

а) для определения диаметра колеса вентилятора

$$D = A\frac{V^{0,50}}{H^{0,25}}; \qquad (25)$$

б) для определения требуемого числа оборотов:

$$n = B\frac{V^{\frac{1}{3}}\cdot H^{\frac{1}{3}}}{D^{1,67}} \text{ об/мин;} \qquad (26)$$

$$n = B\frac{(VH)^{\frac{1}{3}}}{D_{ст}^{1,67}}\left(\frac{D_{ст}}{D}\right)^{0,5} \text{ об/мин.} \qquad (26')$$

Примечания: 1. Выражение (26) применяется в случае совпадения величины D, вычисленной по формуле (25), с величиной $D_{ст}$ по табл. 34.

2. Выражение (26′) применяется в случае несовпадения величины D, вычисленной по уравнению (25), с величиной $D_{ст}$ по табл. 34.

Значения коэффициента A в формуле (25) и коэффициента B в выражениях (26) и 26′) для разных типов вентиляторов

принимаются по табл. 33; значение $D_{ст}^{1,67}$ берутся из табл. 34.

Подбор вентиляторов по графикам [8] дает полное совпадение с результатами расчетов по формулам (25), (26) и 26').

10. ОСОБЕННОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ИНДУСТРИАЛЬНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

В области отопления и вентиляции произошли значительные изменения в связи с прогрессирующим внедрением в строительстве принципа индустриализации и сборности.

Оценку систем водяного отопления и вентиляции производят не только по их способности обеспечить в помещениях требуемые температурный режим и вентиляционный воздухообмен, но и по такому важному показателю, как индустриальность систем, оказывающая решающее влияние на повышение производительности труда, снижение стоимости систем, сокращение времени строительства, повышение качества монтажа и т. п.

Приведение сборных узлов к единым размерам и конфигурации создает благоприятные условия для их типизации и стандартизации и обеспечивает возможность их массового производства и взаимозаменяемости.

Современные индустриальные системы отопления, вентиляции, газоснабжения, теплоснабжения и т. п. должны иметь минимальное количество типоразмеров узлов и деталей.

Широкое распространение в современном строительстве жилых домов с бесчердачными кровлями и небольшой высотой помещений (порядка 2,5 ÷ 2,7 *м*) исключает возможность устройства двух- и однотрубных систем водяного отопления с верхней разводкой трубопроводов и приводит к необходимости применения их с нижней разводкой трубопроводов горячей и обратной воды.

Однотрубные индустриальные системы водяного отопления

Однотрубные радиаторные системы водяного отопления с нижней разводкой трубопроводов горячей и обратной воды разработаны и внедрены в массовое жилищно-гражданское строительство институтами «Ленпроект», «Моспроект», Всесоюзным научно-исследовательским институтом гидротехнических и санитарно-технических работ «ВНИИГС», трестом «Уралсантехмонтаж» (инж. К. Г. Козлов) и др.

Стояки П-образного типа однотрубных радиаторных систем водяного отопления с нижней разводкой состоят из подъемной части, горизонтальной и опускной (рис. 14) с односторонним размещением радиаторов.

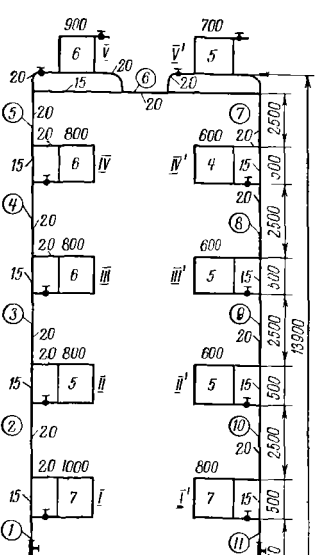


Рис. 14.

Индустриальность этих систем состоит в конструктивном решении, по которому стояки прокладываются на расстоянии 150 *мм* от откоса оконного проема со смещением радиаторов от оси оконного проема, что позволяет применять единую стандартную длину подводок $l = 350$ *мм* к нагревательным приборам.

Технико-экономические показатели индустриальной однотрубной системы с нижней разводкой по сравнению с обычной двухтрубной системой для одинаковых зданий: количество типоразмеров деталей и узлов 54 вместо 86 для двухтрубной, стоимость 84% вместо 100% для двухтрубной.

Методика определения поверхности нагревательных приборов однотрубных систем с нижней разводкой изложена в работе автора [4].

Для гидравлического расчета П-образного стояка однотрубной системы отопления требуется определить:

а) по тепловой нагрузке стояка ΣQ *(ккал/ч)* и температурному перепаду системы $\Delta t_{ст}$ часовое количество теплоносителя, протекающего в стояке,

$$G_{ст} = \frac{\Sigma Q}{\Delta t_{ст}} \text{ кг/ч};$$

б) часовое количество теплоносителя, протекающего через нагревательные приборы,

$$G_{приб} = \alpha G_{ст},$$

где α — коэффициент затекания для однотрубных систем с односторонним размещением радиаторов, смещенных от оси оконных проемов со стандартной длиной подводок; значения коэффициента α в зависимости от схемы питания нагревательного прибора и диаметров труб (стояк — замыкающий участок — подводка) принимается по данным табл. 37;

в) часовое количество теплоносителя, протекающего через замыкающие участки нагревательных приборов,

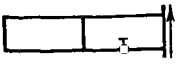
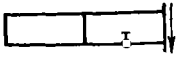
$$G_{зам.\ уч.} = (1 - \alpha) G_{ст}.$$

Гидравлический расчет трубопроводов стояка однотрубной системы с нижней разводкой производится по расчетной табл. 5 для водяного отопления с учетом охлаждения воды в подъемной части П-образного стояка.

Гидравлический расчет трубопроводов П-образного стояка, в основу которого положены нагрузки участков по принятым коэффициентам затекания α (табл. 37), подлежит контрольной проверке путем сопоставления значений сопротивлений и действующих давлений в циркуляционных кольцах второго порядка (циркуляционный контур второго порядка: замыкающий участок — подводки — нагревательный прибор). Для этой цели определяют: 1) действующее давление циркуляции второго порядка, численно равное сопротивлению замыкающего участка $\Sigma(RL)_{зам.\ уч.}$ и гравитационному давлению

в нагревательном приборе (отрицательное — в подъемной части стояка и положительное — в опускной части стояка), $H_{тр} = h\left(\gamma_{t_{пр}^{ср}} - \gamma_{t_{зам.\ уч.}}\right)$, и 2) сопротивление подводок нагревательного прибора, равное $\Sigma(RL)_{под}$.

Таблица 37

Схема питания	Значения коэфициента α для диаметров труб, *мм* (стояк—замыкающий участок—подводка)			
	15×15×15	25×20×20	20×15×20	25×15×20
	0,36	0,15	0,50	0,50
	0,40	0,20	0,53	0,60
	0,40	0,40	0,70	0,50

Наличие равенства

$$\Sigma(RL)_{зам.\ уч.} \pm H_{тр} = \Sigma(RL)$$

подтверждает правильность принятых значений коэффициентов затекания α_x, на основе которых произведен гидравлический расчет и определены поверхности чугунных нагревательных приборов.

Пример 18. Определить необходимое давление для преодоления гидравлического сопротивления П-образного стояка однотрубной системы водяного отопления с нижней разводкой. Схема стояка, тепловые нагрузки нагревательных приборов, размеры труб и длины участков приведены на рис. 14. Исходными данными являются:

$$t_г = 95°C,\ t_х = 70°C,\ \Delta t_{ст} = 25°C \text{ и } \Sigma Q = 7600\ ккал/ч.$$

Решение. Часовое количество теплоносителя, протекающего в стояке,

$$G_{ст} = \frac{\Sigma Q}{\Delta t_{ст}} = \frac{7600}{25} = 304\ кг/ч.$$

Часовое количество теплоносителя протекающего через замыкающие участки нагревательных приборов с размерами труб 20 × 15 × 20 (стояк — замыкающий участок — подводка) (см. табл. 37):

а) подъемной части стояка

$$G_{\text{I, II, III и IV}} = (1 - \alpha)\, G_{\text{ст}} = (1-0{,}50)304 = 152 \text{ кг/ч};$$

б) горизонтальной части стояка

$$G_{\text{V и V}'} = (1 - \alpha)\, G_{\text{ст}} = (1-0{,}70)304 = 91 \text{ кг/ч};$$

в) опускной части стояка

$$G_{\text{IV}', \text{III}', \text{II}' \text{ и I}'} = (1 - \alpha)\, G_{\text{ст}} = (1-0{,}53)304 = 143 \text{ кг/ч}$$

Гидравлический расчет трубопроводов стояка сведен в табл. 38.

Таблица 38

Номер участка	G, кг/ч	l, м	D, мм	R, мм вод. ст./пог. м	$\Sigma\zeta$	$l'_{\text{экв}}$, м	$l''_{\text{экв}}$, м	L, м	RL, мм вод. ст.
I	304	1,25	20	5	4,5	0,6	2,7	3,95	19,8
2, 3, 4, 5, 7, 8, 9 и 10	304	8 x 2,5	20	5	—	—	—	20,0	100 0
6	304	1	20	5	—	—	—	1,0	5,0
Замыкающие участки I, II, III, и IV	152	4 x 0,5	15	6	4 x 2	0,4	3,2	5,2	31,2
Замыкающие участки V и V′	91	2 x 1	15	2,6	2 x 2	0,4	1, 6	3,6	9,4
Замыкающие участки IV′, III′, II′ и I′	143	4 x 0,5	15	5,5	4 x 2	0,4	3,2	5,2	28,6
Замыкающий участок II	304	1,25	20	5	6	0,6	3,6	4,85	24,3
Итого . . .									218,3

Средняя температура воды в подъемной части стояка, согласно тепловому расчету [4],

$$t_{\text{ср}} = 0{,}5(95 + 83{,}9) = 89{,}5°\text{C}.$$

Добавочное сопротивление в подъемной части стояка

$$\Delta P_{\text{доб}} = h(\gamma_{89{,}5} - \gamma_{95}) = 12{,}7(965{,}68 - 961{,}82) = 48 \text{ мм вод. ст.}$$

Необходимое давление для преодоления гидравлического сопротивления стояка с учетом охлаждения воды в подъемной части П-образного стояка должно составить

$$P = \Sigma RL + \Delta P_{\text{доб}} = 218{,}3 + 48 = 266{,}3 \text{ мм вод. ст.}$$

Проверка правильности гидравлического расчета трубопровода П-образного стояка циркуляцией второго порядка нагревательных приборов (например, III этажа подъемной части стояка и III′ этажа опускной части стояка) проводится следующим образом:

1. Определяется циркуляция второго порядка нагревательного прибора III этажа подъемной части стояка

Сопротивление замыкающего участка III по табл. 38

$$(RL)_{\text{зам. уч.}} = 7{,}8 \text{ мм вод. ст.}$$

Гравитационное давление нагревательного прибора ($t_{\text{зам. уч.}}$) = 89,1°С, $t_{\text{пр}}^{\text{ср}}$ = 86,5°С) с направлением в сторону, противоположную движению теплоносителя, составит [4]

$$H_{\text{гр}}^{\text{III}} = -h(\gamma_{86,5} - \gamma_{89,1}) = -0{,}5(967{,}67 - 965{,}95) = -0{,}86 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление подводок и нагревательного прибора находят по следующей таблице:

G, кг/ч	Σl, м	D, мм	R, мм вод. ст./пог. м	$\Sigma\xi$	$l'_{\text{экв}}$, м	$l_{\text{экв}}$, м	L, м	RL, мм вод. ст.
152	2 × 0,35	20	1,4	7	0,6	4,2	4,9	6,85

Действующее давление в циркуляционном контуре второго порядка

$$(RL)_{\text{зам. уч.}} - H_{\text{гр}}^{\text{III}} = 7{,}8 - 0{,}86 = 6{,}94 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление циркуляционного контура второго порядка (подводки и радиатор)

$$(RL)_{\text{под}} = 6{,}85 \text{ мм.}$$

Близкая сходимость величин действующего давления и сопротивления циркуляционного контура подтверждает правильность гидравлического расчета стояка и определения поверхности нагревательного прибора.

2. Определяется циркуляция второго порядка нагревательного прибора III этажа опускной части стояка.

Сопротивление замыкающего участка III′ по табл. 38

$$(RL)_{\text{зам. уч.}} = 7{,}15 \text{ мм вод. ст.}$$

Гравитационное давление нагревательного прибора ($t_{\text{зам. уч.}}$ = 76,6°С, $t_{\text{пр}}^{\text{ср}}$ = 74,8°С) с направлением в сторону движения теплоносителя составит [4]

$$H_{\text{гр}}^{\text{III}'} = +h(\gamma_{74,8} - \gamma_{76,6}) = +0{,}5(975{,}01 - 973{,}92) = 0{,}55 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление подводок и нагревательного прибора находят по следующей таблице:

G, кг/ч	Σl, м	D, мм	R, мм вод. ст./пог. м	$\Sigma\xi$	$l'_{экв}$, м	$l_{экв}$, м	L, м	RL, мм вод. ст.
161	2 × 0,35	20	1,6	7	0,6	4,2	4,9	7,8

Действующее давление в циркуляционном контуре второго порядка

$$(RL)_{зам\ уч.} + H_{гр}^{III'} = 7{,}15 + 0{,}55 = 7{,}7\ мм\ вод.\ ст.$$

Сопротивление циркуляционного контура второго порядка (подводки и радиатор)

$$(RL)_{под} = 7{,}8\ мм\ вод.\ ст.$$

Близкая сходимость величин действующего давления и сопротивления циркуляционного контура подтверждает правильность гидравлического расчета стояка и определения поверхности нагревательного прибора.

Малометальные унифицированные системы водяного отопления

Малометальная унифицированная система водяного отопления, предложенная Д. Я. Шахновичем, является двухтрубной, тупиковой, с нижней разводкой магистралей, искусственной циркуляцией и теплоносителем (горячая вода) со стандартными параметрами $t_г = 95°C$ и $t_х = 70°C$.

К характерным особенностям этой системы относятся:

а) единый размер диаметра всех стояков системы отопления и подводок к отопительным приборам из тонкостенных электросварных труб (8 × 1 *мм*, 10 × 1 *мм* и 15 × 1,5 *мм* по ГОСТ 1753—53);

б) единый размер диаметра труб для подающей и обратной магистралей;

в) три размера бетонных отопительных панелей типа ОПШ с замоноличенными греющими змеевиками из тонкостенных электросварных труб диаметром 8 × 1 *мм* для ОПШ-1 и 10 × 1 *мм* для ОПШ-2 и ОПШ-3. Основные теплотехнические и гидравлические показатели бетонных отопительных панелей типа ОПШ приведены в табл. 39;

г) краны повышенного гидравлического сопротивления единого размера для выравнивания гидравлических сопротивлений циркуляционных колец устанавливаются на подающих стояках в местах присоединения их к подающей магистрали.

Индустриальность малометальной системы водяного отопления с бетонными отопительными панелями состоит в том, что в результате применения единого диаметра труб для всех стояков и подводок и единого диаметра подающих и обратных магистралей представилось возможным довести количество типоразмеров деталей и узлов до 23 вместо 86 для обычной двухтрубной системы отопления одинаковых зданий (80-квартирного 5-этажного жилого дома серии 1-464 А). Технико-экономические показатели малометальной системы отопления по стоимости составляют 65%, а по расходу металла на трубы и нагревательные приборы — 13,5% (по сравнению с обычной двухтрубной системой для одинаковых зданий).

Таблица 39

Тип бетонной отопительной панели	Теплоотдающая поверхность нагрева F, $м^2$	Часовая теплоотдача отопительной панели		Гидравлическое сопротивление отопительной панели, H, *мм вод. ст.*			
		для расчетного режима $t_г$=95° С, $t_к$=70° С, Δt=64,5° С Q, *ккал/ч*	для любого режима Q, *ккал/ч*	для любого режима G, *кг/ч*	для расчетного режима		
					часовой расход воды G, *кг/ч*	сопротивление H, *мм вод. ст.*
ОПЩ-1	0,80	390	$Q=2{,}82\Delta t^{1{,}175}$	$H=9{,}85\,G^{1{,}262}$	15	290
ОПЩ-2	1,50	760	$Q=5{,}62\Delta t^{1{,}175}$	$H=3{,}64\,G^{1{,}262}$	31	310
ОПЩ-3	1,80	870	$Q=6{,}48\Delta t^{1{,}175}$	$H=3{,}94\,G^{1{,}262}$	35	360

Гидравлический расчет стояков и подводок малометальной системы отопления из тонкостенных электросварных труб малого диаметра (8×1 *мм*, 10×1 *мм* и $15\times1{,}5$ *мм*) можно производить по выражению (10). В целях облегчения расчетных операций по определению удельного сопротивления на трение R(*мм вод. ст./пог. м*) по выражениям (9) и (10) составлена вспомогательная табл. 40 по образцу табл. 5 для водяного отопления и водяных тепловых сетей.

В табл. 40 помещены для диаметров труб (8×1 *мм*, 10×1 *мм* и $15\times1{,}5$ *мм*) величины: G (*кг/ч*), R(*мм вод.ст./пог.м*) и $l'_{экв}$ *м* для $\Sigma\xi=1$. Скорость движения воды в трубах определяется делением G (*кг/ч*) на вспомогательную величину A (последняя строка табл. 40).

Величины ξ местного сопротивления принимаются по табл. 3, для двойного отвода из труб диаметром (8×1 *мм*, 10×1 *мм* и $15\times1{,}5$ *мм*) $\xi=3{,}3$.

Таблица 40

Сортамент труб	Трубы тонкостенные электросварные ГОСТ 1753—53		
Наружный диаметр, *мм*	8	10	15
Внутренний диаметр, *мм*	6	8	12
$l'_{экв}$, *м* (для $\Sigma\xi = 1$ *м*)	0,15	0,20	0,30
R, *мм вод. ст./пог. м*	Часовая нагрузка G, *кг/ч*		
0,30			18,3
0,33			19,2
0,36			20,1
0,40			21,1
0,45			22,4
0,50	3,8	8,1	23,6
0,55	4,0	8,5	24,8
0,60	4,2	8,9	25,9
0,65	4,4	9,3	27,0
0,70	4,5	9,6	28,0
0,75	4,7	10,0	29,0
0,80	4,8	10,3	30,0
0,90	5,1	10,9	31,7
1,00	5,4	11,5	33,4
1,10	5,7	12,1	35,1
1,2	5,9	12,6	36,6
1,3	6,2	13,1	38,1
1,4	6,4	13,6	39,6
1,5	6,6	14,1	41,0
1,6	6,8	14,6	42,3
1,7	7,1	15,0	43,6
1,8	7,3	15,5	44,9
1,9	7,5	15,9	46,1
2,0	7,7	16,3	47,3
2,2	8,0	17,1	49,6
2,4	8,4	17,9	51,8
2,6	8,7	18,6	53,9
2,8	9,1	19,3	56,0
3,0	9,4	20,0	57,9
3,3	9,8	20,9	60,8
$A = 2{,}74\ D^2$	98,64	175,36	394,56

Сортамент труб	Трубы тонкостенные электросварные ГОСТ 1753—53		
Наружный диаметр, *мм*	8	10	15
Внутренний диаметр, *мм*	6	8	12
$l'_{экв}$, *м* (для $\Sigma\xi = 1$ *м*)	0,15	0,20	0,30
R, *мм вод. ст./пог. м*	Часовая нагрузка G, *кг/ч*		
3,6	10,3	21,9	63,5
4,0	10,8	23,1	66,9
4,5	11,5	24,4	70,9
5,0	12,1	25,8	74,8
5,5	12,7	27,0	78,4
6,0	13,3	28,2	81,9
6,5	13,8	29,4	85,3
7,0	14,3	30,5	88,5
7,5	14,8	31,6	91,6
8,0	15,3	32,6	94,6
9,0	16,3	34,6	100,3
10	17,1	36,5	105,8
11	18,0	38,2	110,9
12	18,8	39,9	115,9
13	19,5	41,6	120,6
14	20,3	43,1	125,2
15	21,0	44,7	129,5
16	21,7	46,1	133,8
17	22,3	47,5	137,9
18	23,0	48,9	141,9
19	23,6	50,3	145,8
20	24,2	51,6	149,6
22	25,4	54,1	156,9
24	26,5	56,5	163,9
26	27,6	58,8	170,6
28	28,7	61,0	177,0
30	29,7	63,1	183,2
35	32,2	68,5	198,2
40	34,5	73,4	212,0
45	36,8	77,7	225 0
$A = 2{,}74\ D^2$	98,64	175,36	394,56

Особенности гидравлического расчета малометальной системы отопления с единым диаметром стояков и подводок и единым диаметром подающих и обратных магистралей заключаются в следующем (рис. 15):

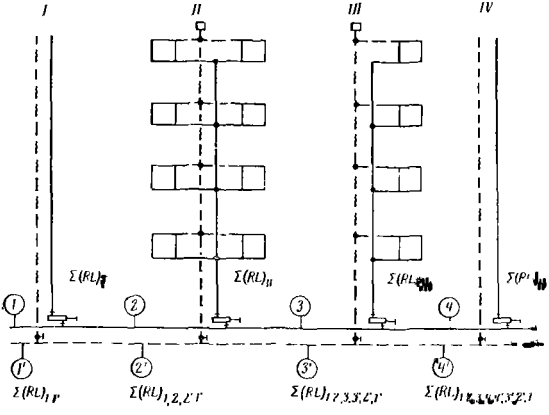


Рис. 15.

а) по исходным данным каждого стояка I, II, III... (тепловым нагрузкам, длинам участков, местным сопротивлениям и т. п.) определяют сопротивления стояков:

$$\Sigma(RL)_{\text{I}};\ \Sigma(RL)_{\text{II}};\ \Sigma(RL)_{\text{III}};$$

б) по исходным величинам (нагрузкам стояков, принятому единому диаметру подающей и обратной магистралей, длинам участков, местным сопротивлениям и т. п.) определяют нагрузки на участках магистралей и потери давления на участках магистралей соответственно циркуляционным кольцам: $\Sigma(RL)_{\text{I, 1'}}$; $\Sigma(RL)_{\text{II, 2, 2', 1'}}$; $\Sigma(RL)_{\text{III, 3, 3', 2', 1'}}$ и т. д.;

в) определяют полные потери давления циркуляционных колец путем суммирования гидравлических сопротивлений стояков и соответствующих им по кольцу магистралей:

$$\left.\begin{aligned} H_{\text{I}} &= \Sigma(RL)_{\text{I}} + \Sigma(RL)_{\text{I, 1'}};\\ H_{\text{II}} &= \Sigma(RL)_{\text{II}} + \Sigma(RL)_{\text{II, 2, 2', 1'}};\\ H_{\text{III}} &= \Sigma(RL)_{\text{III}} + \Sigma(RL)_{\text{III, 3, 3', 2', 1'}};\end{aligned}\right\} \qquad (27)$$

г) по потере давления наиболее нагруженного циркуляционного кольца стояка (к примеру, циркуляционного кольца через стояк II) определяют требуемое давление, которое должно обеспечить циркуляционный насос (элеватор) с учетом запаса в размере примерно 10% на неучтенные потери;

д) для выравнивания гидравлических сопротивлений циркуляционных колец всех стояков системы отопления применяют дросселирующие устройства в виде кранов повышенного гидравлического сопротивления или шайб, устанавливаемых на каждом подающем стояке в местах присоединения стояков к магистрали горячей воды.

Гидравлическое сопротивление дросселирующих устройств определяется на основе системы уравнений (27), а потеря давления наиболее нагруженного стояка (к примеру, циркуляционного кольца через стояк II) — по выражениям:

для первого стояка

$$\Delta H_{\text{I}} = H_{\text{II}} - H_{\text{I}} = \left[\Sigma(RL)_{\text{II}} + \Sigma(RL)_{\text{I, 2, 2', 1'}}\right] - \left[\Sigma(RL)_{\text{I}} + \Sigma(RL)_{\text{1, 1'}}\right];$$

для третьего стояка

$$\Delta H_{\text{III}} = H_{\text{II}} - H_{\text{III}} = \left[\Sigma(RL)_{\text{II}} + \Sigma(RL)_{\text{I, 2, 2', 1'}}\right] - \left[\Sigma(RL)_{\text{III}} + \Sigma(RL)_{\text{I, 2, 3, 3', 2', 1'}}\right]$$ и т. д.

В отличие от общепринятого метода гидравлического расчета систем водяного отопления при расчете трубопроводов малометальной системы водяного отопления отпадает необходимость в увязке сопротивлений циркуляционных колец путем подбора разных диаметров труб. Эти трубы на расчетных участках должны обеспечить равенство сопротивлений, что в значительной степени облегчит, упростит и сделает более надежным гидравлический расчет системы отопления.

Для ясности и наглядности увязки гидравлических сопротивлений в малометальной системе водяного отопления приводится пример расчета циркуляционных колец через бетонные отопительные приборы одного из смонтированных и эксплуатируемых стояков малометальной системы отопления 64-квартирного жилого дома № 27а по ул. Волгоградской в г. Минске. Схема стояка изображена на рис. 16. Гидравлический расчет стояка и подводок сведен в табл. 41.

Из таблицы видно, что значения гидравлических сопротивлений через циркуляционные кольца бетонных отопительных панелей, расположенных на разных этажах и присоединенных к одному стояку, имеют достаточно близкую сходи-

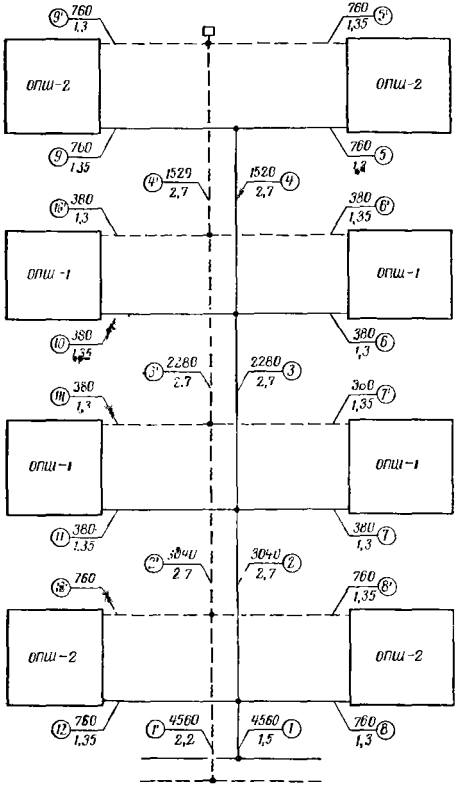

9' 760 1,3
5' 760 1,35
ОПШ-2
ОПШ-2
9 760 1,35
5 760 1,3
4' 1520 2,7
4 1520 2,7
8' 380 1,3
6' 380 1,35
ОПШ-1
ОПШ-1
10 380 1,35
6 380 1,3
3' 2280 2,7
3 2280 2,7
10' 380 1,3
7' 380 1,35
ОПШ-1
ОПШ-1
11 380 1,35
7 380 1,3
2' 3040 2,7
2 3040 2,7
8 760
8' 760 1,35
ОПШ-2
ОПШ-2
12 760 1,35
1' 4560 2,2
1 4560 1,5
8 760 1,3

Рис. 16.

Таблица 41

$D = 15 \times 15$ *мм*, $l'_{экв} = 0{,}3$ *м*

№ участков	G, *кг/ч*	l, *м*	$\Sigma\xi$	$l_{экв}$	$L = l + l_{экв}$	R	Rl	$\Sigma(Rl)$
1	182	1,5	1,5	0,45	1,95	30	58,5	58,5
2	122	2,7	1,0	0,30	3,00	14	42,0	100,5
3	91	2,7	1,0	0,30	3,00	7,5	22,5	123,0
4	61	2,7	1,0	0,30	3,00	3,6	10,8	133,8
5	31	1,3	1,5	0,45	1,75	0,9	1,6	
Прибор ОПШ-2							310,0	
5′	31	1,3	3,0	0.90	2.2	0,9	2,0	
4′	61	2,7	1,0	0,30	3,0	3,6	10,8	168,3
3′	91	2,7	1,0	0,30	3,0	7,5	22,5	157,5
2′	122	2,7	1,0	0,30	3,0	14	42,0	135,0
1′	182	2,2	3,0	0.90	3,1	30	93,0	93,0
							615,7	
6	15	1,3	1,5	0,45	1,75	0,2	0,35	0,8
6′	15	1,3	3,0	0,90	2,20	0,2	0,45	
7	15	1,3	1,5	0,45	1,75	0,2	0,36	0,8
7′	15	1,3	3,0	0,90	2,20	0,2	0,45	
8	31	1,3	1,5	0,45	1,75	0,9	1,6	3,6
8′	31	1,3	3,0	0.90	2,20	0,9	2,0	

Примечание. Гидравлическое сопротивление через циркуляционное кольцо отопительного прибора ОПШ-2 первого этажа ΣH_I составит:

$$\Sigma H_I = \Sigma(RL)_{1,\,8,\,8',\,1'} + H_I^{пан} = (58{,}5+3{,}6+93)+310 = 465{,}1 \text{ мм вод. ст.}$$

Гидравлическое сопротивление через циркуляционные кольца отопительных приборов соответственно второго, третьего и четвертого этажей с учетом гравитационных давлений:

$$\Sigma H_{II} = \Sigma(RL)_{1,\,2,\,7,\,7',\,2',\,1'} + H_{II}^{пан} - h_{II}(\gamma_x - \gamma_r) \quad (100{,}5+0{,}8+135) + 290 - 3{,}2\,(977{,}1 - 961{,}9) = 476{,}8 \text{ мм вод. ст.};$$

$$\Sigma H_{III} = \Sigma(RL)_{1,\,2,\,3,\,6,\,6',\,3',\,2',\,1'} + H_{III}^{пан} - h_{III}(\gamma_x - \gamma_r) = (123+0{,}8+157{,}5) + 290 - 5{,}9\,(977{,}1 - 961{,}9) = 481{,}8 \text{ мм вод. ст.};$$

$$\Sigma H_{IV} = \Sigma(RL)_{1,\,2,\,3,\,4,\,5,\,5',\,4',\,3',\,2',\,1'} + H_{IV}^{пан} - h_{IV}(\gamma_x - \gamma_r) = (133{,}8+3{,}6+168{,}3) + 310 - 8{,}6\,(977{,}1 - 961{,}9) = 485{,}7 \text{ мм вод. ст.}$$

мость: $\Sigma H_{\text{I}} = 465{,}1$ *мм вод. ст.*, $\Sigma H_{\text{II}} = 476{,}8$ *мм вод. ст.*, $\Sigma H_{\text{III}} = 481{,}8$ *мм вод. ст.* и $\Sigma H_{\text{IV}} = 485{,}7$ *мм вод. ст.* Незначительная разница величин ΣH_{I}, ΣH_{II}, ΣH_{III} и ΣH_{IV} и высокое гидравлическое сопротивление греющих змеевиков бетонных отопительных панелей обусловливают минимальное перераспределение теплоносителя (порядка не более 1 — 2 *кг*) между бетонными отопительными панелями и обеспечивают выравнивание гидравлических сопротивлений циркуляционных колец стояка.

Индустриальные приточные воздуховоды с равномерным распределением воздуха

На рис. 17 изображена схема приточного воздуховода единого размера на всем его протяжении (круглого или прямоугольного сечения) для равномерной раздачи воздуха через патрубки единого диаметра.

Сопротивление трения на 1 *пог. м* прямолинейного и цилиндрического воздуховода определяем по выражению

$$R = 2 \cdot 10^5 \frac{V^{1,75}}{D^{4,75}} \text{ мм вод ст./пог. м}, \qquad (28)$$

где V — часовой расход воздуха $м^3/ч$;

D — диаметр воздуховода, *мм*.

Потери давления соответственно на участках воздуховода (см. рис. 17) с единым диаметром D на всем его протяжении составят:

$$\left.\begin{aligned}
&P_{\text{н}} - P_1 = 2 \cdot 10^5 \frac{V^{1,75}}{D^{4,75}} \; l = Rl;\\
&P_1 - P_2 = \frac{2 \cdot 10^5 V^{1,75}\left(1 - \frac{1}{n}\right)^{1,75}}{D^{4,75}} \; l = Rl\left(1 - \frac{1}{n}\right)^{1,75};\\
&P_2 - P_3 = \frac{2 \cdot 10^5 V^{1,75}\left(1 - \frac{2}{n}\right)^{1,75}}{D^{4,75}} \; l = Rl\left(1 - \frac{2}{n}\right)^{1,75};\\
&\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\\
&P_{n-1} - P_{\text{к}} = \frac{2 \cdot 10^5 V^{1,75}\left(1 - \frac{n-1}{n}\right)^{1,75}}{D^{4,75}} \; l = Rl\,\frac{1}{n^{1,75}}\;.
\end{aligned}\right\} \qquad (28')$$

Сложив систему уравнений (28′), получим

$$P_н - P_к = Rl\left\{1 + \left(1 - \frac{1}{n}\right)^{1,75} + \left(1 - \frac{2}{n}\right)^{1,75} + \cdots + \frac{1}{n^{1,75}}\right\}. \quad (29)$$

Для случая равномерного распределения воздуха на всем протяжении воздуховода единого диаметра D(*мм*) расход воздуха на расчетном участке длиною l_n может быть заменен

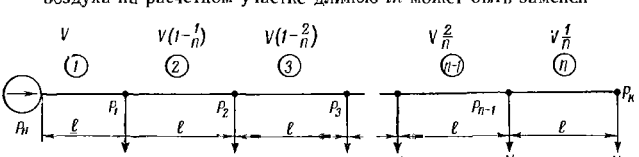


Рис. 17.

по создаваемой потере давления $P_н - P_к$ эквивалентным концевым расходом, равным ψV (*м³/ч*), т. е. должно иметь место выражение

$$P_н - P_к = 2 \cdot 10^5 \frac{(\psi V)^{1,75}}{D^{4,75}} nl = Rnl\psi^{1,75}, \quad (30)$$

Сопоставление выражений (29) и (30) дает величину коэффициента ψ:

$$\psi = \left[\frac{1 + \left(1 - \frac{1}{n}\right)^{1,75} + \left(1 - \frac{2}{n}\right)^{1,75} + \cdots + \frac{1}{n^{1,75}}}{n}\right]^{0,57}. \quad (31)$$

Из выражения (31) следует, что коэффициент $\psi < 1$ и величина его зависит от числа ответвлений n на воздуховоде. Для $n > 5$ выражение (31) аппроксимируется (аппроксимация — приближенное выражение одних величин через другие, более простые) и приводится к простейшему виду:

$$\psi = 0{,}63 - 0{,}002n. \quad (32)$$

Методика расчета воздуховода единого размера на всем его протяжении с единым размером диаметра ответвлений для случая равномерного распределения воздуха состоит в следующем.

1. По выражению (32) определяют величину коэффициента ψ для исходной величины n ответвлений.

2. Для исходных величин V ($м^3/ч$), n, l, ψ и выбранного диаметра D($мм$) определяют потери давления на всем протяжении воздуховода по выражениям (23) и (30).

При подборе единого диаметра воздуховода D($мм$) или прямоугольного сечения воздуховода со сторонами $a \times b$ следует учитывать:

а) стандартные размеры листов стали, с тем чтобы *вовсе исключить* обрезки листов, являющиеся не только безвозвратными потерями металла, но и требующие трудовых затрат;

б) потери давления на всем протяжении воздуховода по его основному стволу ($P_н - P_к$) должны составить менее 20% от потерь давления в ответвлении воздуховода, и соответственно потери давления в ответвлении должны превышать более чем в пять раз потери давления в основном стволе воздуховода.

Пример 19. Требуется подать в цех приточный воздух в количестве $V = 50\,000$ $м^3/ч$ с равномерной раздачей воздуха из воздуховода единого размера сечения на всем протяжении $L = 60$ $м$ через ответвления единого диаметра с расстоянием между ними $l = 4$ $м$. Ответвления имеют на выходе плафоны (рис. 18).

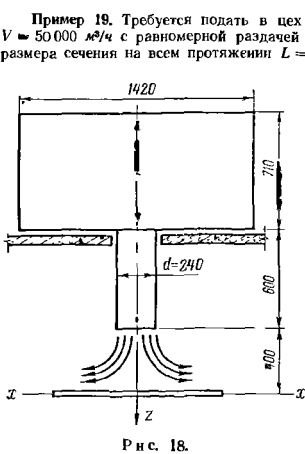


Рис. 18.

Решение. Величина коэффициента ψ определяется по выражению (32) для $n = \frac{L}{l} = \frac{80}{4} = 20$ ответвлений:

$$\psi = 0{,}63 - 0{,}002n = 0{,}63 - 0{,}002 \cdot 20 = 0{,}59.$$

Принято единое сечение прямоугольного воздуховода со сторонами $a = 1420$ $мм$ и $b = 710$ $мм$. Эквивалентный диаметр

$$D_{экв} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 1420 \cdot 710}{1420+710} = 950 \text{ } мм.$$

Для случая равномерного распределения воздуха на всем протяжении воздуховода единого диаметра (сечения) расход воздуха на расчетном участке по создаваемой потере давления может быть заменен конечным расходом, равным

$$V_{расч} = \psi V_{час} = 0{,}59 \cdot 50\,000 = 29\,500 \text{ } м^3/ч.$$

Для расчетного концевого расхода $V_{час}$ скорость движения воздуха в сечении воздуховода со сторонами $a = 1420$ *мм* и $b = 710$ *мм* составит

$$w = \frac{V_{расч}}{3600ab} = \frac{29\,500}{3600 \cdot 1{,}42 \cdot 0{,}71} = 8{,}2 \text{ м/сек.}$$

Удельная потеря давления по длине воздуховода $D_{экв} = 950$ *мм* и скорости $w = 8{,}2$ *м/сек* по выражению (21) или по таблицам равно

$$R = \frac{1}{2} \cdot 10^5 \frac{\left(\frac{\pi \cdot 0{,}95^2}{4} \cdot 3600 \cdot 8{,}2\right)^{1{,}75}}{950^{4{,}75}} = 0{,}055 \text{ мм вод. ст./пог. м.}$$

Здесь уместно напомнить, что удельное сопротивление воздуховода прямоугольного сечения принимается равным удельному сопротивлению цилиндрического воздуховода с диаметром $D_{экв}$ и со скоростью движения воздуха в нем, равной скорости движения воздуха в воздуховоде прямоугольного сечения. В рассматриваемом случае при пользовании выражением (23) следует принимать часовой расход воздуха

$$V = \frac{\pi \cdot 0{,}95^2}{4} \cdot 3600 \cdot 8{,}2 = 20\,600 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Потеря давления на всей длине основного ствола воздуховода прямоугольного сечения со сторонами $a = 1420$ *мм* и $b = 710$ *мм* равна

$$P_н - P_к = Rln = 0{,}055 \cdot 4 \cdot 20 = 4{,}4 \text{ мм вод. ст.}$$

Единый диаметр ответвлений принят равным $D_{отв} = 240$ *мм* со скоростью движения воздуха в ответвлении

$$w_{отв} = \frac{50\,000}{20 \cdot 3600 \frac{\pi \cdot 0{,}24^2}{4}} = 15{,}4 \text{ м/сек.}$$

Потери давления в ответвлении при длине ответвления $l_{отв} = 0{,}6$ *м* (см. рис. 18) и $\Sigma\xi = 2{,}5$ составляют

$$\Delta P_{отв} = R_{отв} \cdot l_{отв} + \Sigma\xi \frac{w^2_{отв}}{2g} \gamma = 0{,}8 \cdot 0{,}6 + 2{,}5 \frac{15{,}4^2}{2g} \cdot 1{,}2 =$$

$$= 36{,}7 \text{ мм вод. ст.}$$

Требуемое давление в воздуховоде у первого ответвления

$$P_н = Rln + \Delta P_{отв} = 4{,}4 + 36{,}7 = 41{,}1 \text{ мм вод. ст.}$$

Давление в воздуховоде у конечного ответвления

$$P_к = \Delta P_{отв} + \left(P^{дин}_н - P^{дин}_к\right) = 36{,}7 + \frac{8{,}2^2}{2} = 40{,}8 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопоставление величин $P_н$ и $P_к$ подтверждает факт равномерности раздачи воздуха по всей длине воздуховода.

Единый размер сечения воздуховода, единый диаметр ответвлений и равномерность распределения воздуха иллюстрируют богатые возможности гидравлического расчета воздуховодов в деле индустриализации, сборности, сокращения сроков монтажа, снижения стоимости, повышения качества монтажа и т. п.

Воздух по выходе из ответвлений направлен перпендикулярно к горизонтальной плоскости плафона (см. рис. 18). Уравнение движения такой струи воздуха

$$\varphi = \frac{a}{2}(x^2 + y^2 - 2z^2). \tag{33}$$

Уравнение движения (33) удовлетворяет условию потенциального (безвихревого) движения:

$$\Delta^2\varphi = \frac{\partial^2\varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2\varphi}{\partial z^2} = \frac{a}{2}(2+2-4) = 0.$$

Для потенциального движения воздуха (33) компоненты скорости по осям координат равны

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial\varphi}{\partial x} &= w_x = ax; \\ \frac{\partial\varphi}{\partial y} &= w_y = ay; \\ \frac{\partial\varphi}{\partial z} &= w_z = -2az. \end{aligned}\right\} \tag{34}$$

Уравнения траекторий движения воздушной струи (33) в координатной форме

$$dx : dy : dz = x : y : (-2z). \tag{35}$$

На основе уравнения (35) получаем проекции траекторий на плоскость xz:

$$\frac{dx}{dz} = -\frac{x}{2z} \quad \text{или} \quad \frac{dx}{x} = -\frac{dz}{2z}. \tag{36}$$

Из уравнения (36) имеем

$$\ln x = \ln c - \frac{1}{2}\ln z \quad \text{или} \quad x^2 z = \text{const}. \tag{37}$$

Из уравнения (37) следует, что проекции траектории струи воздуха (33) на плоскость xz представляют семейство кубических гипербол с осями x и z в качестве асимптот.

На основе формулы (35) получаем проекции траектории струи воздуха (33) на плоскость xy:

$$\frac{dx}{dy} = \frac{x}{y} \quad \text{или} \quad \frac{dx}{x} = \frac{dy}{y}. \tag{38}$$

Из уравнения (38) имеем

$$\ln x = \ln y + \ln c \text{ или } x = \text{const } y. \qquad (39)$$

Из уравнения (39) следует, что проекции траекторий на плоскость xy представляют собой семейство прямых, проходящих через начало координат. Другими словами, струя воздуха, поступившая из ответвления на плоскость плафона, растекается по ней во все стороны в виде веерной струи с неустойчивым равновесием воздушных масс в потоке за пределами плафона, что обеспечивает равномерное распространение в сторону рабочей зоны приточного воздуха.

ПЕРЕВОД

действующей системы единиц измерения в новую (Международная система единиц СИ, утвержденная ГОСТ 9867—61)

Наименование	Сокращенные обозначения русскими буквами единиц измерения		Коэффициенты для перевода старых единиц измерений в новые
	старые	новые (Международная система единиц СИ)	
1	2	3	4
Количество теплоты	*ккал*	*дж* (джоуль)	1 *ккал* = 4190 *дж*
Теплоемкость	*ккал/град*	*дж/град*	1 *ккал/град* = 4190 *дж/град*
Удельная теплоемкость	*ккал/кг·град*	*дж/кг·град*	1 *ккал/кг·град*=4190 *дж/кг·град*
Тепловой поток	*ккал/ч*	*вт*	1 *ккал/ч* = 1,16 *вт*
Плотность теплового потока	*ккал/м²·ч*	*вт/м²*	1 *ккал/м²·ч* = 1,16 *вт/м²*
Коэффициенты:			
теплопередачи	*ккал/м²·ч·град*	*вт/м²·град*	1 *ккал/м²·ч·град*=1,16 *вт/м²·град*
теплоотдачи			
теплопроводности	*ккал/м·ч·град*	*вт/м·град*	1 *ккал/м·ч·град*=1,16 *вт/м·грда*

Продолжение

1	2	3	4
динамической вязкости	*пз (кГ·сек/м²)*	*н·сек/м²*	1 *пз*=9,81 *н·сек/м²*
кинематической вязкости	*ст (м²/сек)*	*м²/сек*	1 *ст*=1 *м²/сек*
температуропроводности	*м²/ч*	*м²/сек*	1 *м²/ч* = 2,7778·10⁻⁴ *м²/сек*
Термические сопротивления	*м²·ч·град/ккал*	*м²·град/вт*	1 *м²·ч·град/ккал* =0,860 *м²·град/вт*
Теплотворность топлива:			
твердого, жидкого	*ккал/кг*	*дж/кг*	1 *ккал/кг*=4190 *дж/кг*
газообразного	*ккал/н·м³*	*дж/н.м³*	1 *ккал/н.м³*=4190 *дж/н.м³*
Истинный удельный вес	*кГ/м³*	*н/м³*	1 *кГ/м³*=9,81 *н/м³*
Удельный вес	*кГ/м³*	*кГ/м³*	1 *кГ/м³*=1 *кГ/м³*
Плотность	*кГ·сек²/м⁴*	*кг/м³*	1 *кГ·сек²/м⁴*=9,81 *кг/м³*
Давление:			
бар	*бар*	*н/м²*	1 *бар*=10⁵ *н/м²*
1 *мм. вод. ст.*	*кГ/м²*	*н/м²*	1 *кГ/м²*=9,81 *н/м²*
1 *мм вод. ст.*	*кГ/м²*	*н/м²*	1 *мм рт. ст.*=133,32 *н/м²*
техническая атмосфера	*кГ/см²* (*атм*)	*н/м²*	1 *атм*=1*кГ/см²*=98100 *н/м²*
Мощность	*кГ·м/сек*	*вт*	1 *кГ·м/сек*=9,81 *вт*

Продолжение

1	2	3	4
Напряжение (механическое)	$кГ/см^2$	$н/м^2$	1 $кГ/см^2 = 9{,}81 \cdot 10^4$ $н/м^2$
Сила, вес	$кГ$	$н$	1 $кГ = 9{,}81$ $н$
Коэффициент паропроницаемости	$г/м \cdot ч \cdot мм$ *рт. ст.*	$кг \cdot м/ч \cdot н$	1 $г/м \cdot ч \cdot мм$ *рт. ст.* $= 7{,}5 \cdot 10^{-6} кг \cdot м/ч \cdot н$
Сопротивление паропроницанию отдельных слоев ограждения	$м^2 \cdot ч \cdot мм$ *рт. ст./г*	$ч \cdot н/кг$	1 $м^2 \cdot ч \cdot мм$ *рт. ст* $/г = 1{,}3332 \cdot 10^5$ $ч \cdot н/кг$
Коэффициент инфильтрации (воздухопроницания)	$кг/м \cdot ч \cdot мм$ *вод. ст.*	$кг \cdot м/ч \cdot н$	1 $кг/м \cdot ч \cdot мм$ *вод. ст.* $= 0{,}102$ $кг \cdot м/ч \cdot н$
Сопротивление воздухопроницанию отдельных слоев ограждения	$м^2 \cdot ч \cdot мм$ *вод. ст./кг*	$ч \cdot н/кг$	1 $м^2 \cdot ч \cdot мм$ *вод. ст.*$/кг = 9{,}81$ $ч \cdot н/кг$

ЛИТЕРАТУРА

1. П. Н. Каменев. Отопление и вентиляция, ч. II. М., 1954.
2. Э. Х. Одельский. Газоснабжение. Минск, 1966.
3. Э. Х. Одельский. Аналитический метод подбора вентиляторов общего назначения. «Энергетика», 1965, № 4.
4. Э. Х. Одельский. Вопросы расчета современных индустриальных одиотрубных систем водяного отопления. «Строительство и архитектура», 1965, № 4.
5. Справочник по проектированию отопления и вентиляции промышленных предприятий. Главстройпроект, 1953.
6. С. А. Рысин. Вентиляционные установки машиностроительных заводов. М., 1956.
7. С. А. Рысин. Справочник по вентиляторам. М., 1954.
8. С. А. Рысин. Вентиляторы общепромышленного назначения. М., 1951.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 3

1. Трубы, применяемые в отопительно-вентиляционной и газовой промышленности . . . 5
2. Значения коэффициентов для местных сопротивлений 6
3. Зависимости, на основе которых составлены табл. 5, 11, 14, 22, 26 и 28 для гидравлического расчета трубопроводов 10
4. Расчетная табл. 5 для водяного отопления и водяных тепловых сетей 12
5. Расчетная табл. 11 для парового отопления низкого давления 26
6. Расчетная табл. 14 для паропроводов, транспортирующих насыщенный или перегретый пар давлением $P = 2 \div 15$ *ата* 33
7. Расчетная табл. 23 для газопроводов низкого давления 52
8. Расчетная табл. 27 для газопроводов (воздуховодов) высокого и среднего давлений 58
9. Расчетная табл. 29 для воздуховодов систем воздушного отопления и пневматического транспорта 65

Аналитический метод подбора вентиляторов 78

10. Особенности гидравлического расчета индустриальных систем отопления и вентиляции 79

Перевод действующей системы единиц измерения в новую (Международная система единиц СИ, утвержденная ГОСТ 9867—61) . . 98

Литература 101

Одельский Эммануил Хацелевич

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ РАЗНОГО НАЗНАЧЕНИЯ Изд. 2-е перераб. и дополн. Минск, „Вышэйшая школа", 1967.
103 стр. с илл. 6С9.4

Редактор В. Т. Нехай
Обложка художника В. Е. Пастушкова
Худож. редактор И. М. Андрианов
Техн. редактор Г. М. Романчук
Корректоры С. Ю. Липец, Ф. Л. Чернышевич

АТ 00250. Сдано в набор 16/VIII 1966 г. Подписано к печати 3/VIII 1967 г. Формат 60X90¹/₁₆. Печ. л. 6,5. Уч.-изд. л. 8,33 Изд. № 65-25. Тип. зак. 4342. Тираж 5000 экз. Цена 29 коп.

Издательство „Вышэйшая школа" Государственного комитета Совета Министров БССР по печати. Редакция технической литературы. Тем. план 1967 г. Минск, ул. Кирова, 24.

Типография мелкопечатных изданий Государственного комитета Совета Министров БССР по печати.
Минск, Свердлова, 28.