

38.762я2  
Р88

УДК 697 : 725/728

**Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий : Проектирование :** Справочник / Г. В. Русланов, М. Я. Розкин, Э. Л. Ямпольский.— Киев : Будівельник, 1983.— 272 с.

В справочнике приведены основные нормативные материалы и необходимые сведения по проектированию систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха жилых и общественных зданий. Рассмотрены вопросы выбора ограждающих конструкций, расчета теплотерь и теплопоступлений, гидравлического и теплового расчета систем отопления, расчета требуемых воздухообменов при борьбе с тепло- и влагонизбытками, а также расчета оборудования кондиционеров и приточно-вытяжных систем, воздуховодов и воздухораспределительных устройств.

Нормативные материалы приведены по состоянию на 1 декабря 1982 г.

Справочник предназначен для инженерно-технических работников проектных, строительных и эксплуатационных организаций.

Табл. 151. Ил. 93. Библиогр.: 38 назв.

Рецензенты: канд. техн. наук В. А. Березовский, инж. Е. Я. Мардер

Редакция литературы по коммунальному хозяйству

Зав. редакцией инж. О. Т. Кушка

# ОГЛАВЛЕНИЕ

## 1. СТРОИТЕЛЬНАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

1.1 Общие сведения о теплотехнических показателях материалов и конструкций и расчетных параметрах воздуха . . . . .	3
1.2. Определение сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций . . . . .	16
1.3. Выбор ограждающих конструкций по теплозащитным свойствам . . . . .	20
1.4. Проверка ограждающих конструкций на теплоустойчивость. Проверка теплоусвоения поверхности полов . . . . .	28
1.5. Проверка ограждающих конструкций на воздухопроницаемость . . . . .	31
1.6. Проверка ограждающих конструкций на паропроницаемость . . . . .	33

## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

2.1. Определение отопительной тепловой нагрузки . . . . .	37
2.1.1. Оценка тепловой эффективности зданий . . . . .	37
2.1.2. Определение основных (трансмиссионных) потерь тепла через ограждающие конструкции . . . . .	41
2.1.3. Определение добавочных потерь тепла и внутренних тепловыделений . . . . .	44
2.2. Определение охлаждающей тепловой нагрузки . . . . .	52
2.2.1. Определенне количества тепла, поступающего через световые проемы . . . . .	52
2.2.2. Определение количества тепла, поступающего через покрытие и стеновые ограждения . . . . .	58
2.2.3. Определение прочих теплопоступлений . . . . .	59

## 3. ОТОПЛЕНИЕ

3.1. Общие сведения о системах отопления . . . . .	63
3.1.1. Основные требования к системам отопления . . . . .	63
3.1.2. Классификация и порядок выбора систем водяного отопления . . . . .	63
3.1.3. Рекомендации по проектированию систем отопления . . . . .	67
3.2. Тепловой расчет систем отопления . . . . .	71
3.2.1. Основные расчетные зависимости . . . . .	71
3.2.2. Определение площади поверхности нагревательных приборов . . . . .	73
3.2.3. Пример теплового расчета системы отопления . . . . .	96
3.3. Гидравлический расчет систем отопления . . . . .	98
3.3.1. Основные расчетные зависимости . . . . .	98
3.3.2. Общие рекомендации по выполнению гидравлического расчета . . . . .	104
3.3.3. Гидравлический расчет однотрубных тупиковых систем отопления методом характеристик сопротивлений . . . . .	117
3.4. Расчет систем воздушного отопления . . . . .	130

## 4. ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

4.1. Общие указания по проектированию систем вентиляции и кондиционирования воздуха . . . . .	132
4.2. Определение количества вентиляционного воздуха . . . . .	135
4.2.1. Основные расчетные зависимости . . . . .	135
4.2.2. $I-d$ -диаграмма влажного воздуха . . . . .	138
4.3. Классификация систем кондиционирования воздуха . . . . .	142
4.4. Центральные системы кондиционирования . . . . .	143
4.4.1. Прямоточная система кондиционирования . . . . .	143
4.4.2. СКВ с первой рециркуляцией . . . . .	148

4.4.3. СКВ с первой и второй рециркуляциями . . . . .	153
4.4.4. Центральные многозональные СКВ . . . . .	155
4.4.5. Центральная водовоздушная СКВ . . . . .	156
4.4.6. Центральная СКВ с двухступенчатым испарительным охлаждением . . . . .	169
4.5. Выбор оборудования для центральных кондиционеров . . . . .	170
4.5.1. Компоновка центральных кондиционеров . . . . .	170
4.5.2. Камеры орошения ОКС и ОКФ . . . . .	171
4.5.3. Воздухонагреватели ВН и ВНО . . . . .	177
4.5.4. Воздухоохладители и блоки теплообмена . . . . .	191
4.5.5. Вентиляторные агрегаты . . . . .	198
4.5.6. Воздушные фильтры и вспомогательное оборудование кондиционеров КТЦ . . . . .	199
4.5.7. Центральные кондиционеры Кд . . . . .	199
4.6. Выбор местных кондиционеров . . . . .	203
4.6.1. Неавтономные кондиционеры . . . . .	203
4.6.2. Автономные кондиционеры . . . . .	204
4.6.3. Расчет местных кондиционеров . . . . .	206
4.7. Выбор и расчет систем воздухораспределения . . . . .	207
4.7.1. Основные сведения о приточных струях . . . . .	207
4.7.2. Определение скорости и температуры воздуха . . . . .	218
4.7.3. Организация и расчет воздухообмена . . . . .	219
4.7.4. Выбор и расчет воздухораспределительных устройств . . . . .	222
4.8. Основное оборудование систем вентиляции . . . . .	223
4.8.1. Воздушные фильтры . . . . .	223
4.8.2. Калориферы . . . . .	231
4.8.3. Вентиляторы . . . . .	236
4.9. Расчет воздуховодов . . . . .	238
Список литературы . . . . .	268

# 1. СТРОИТЕЛЬНАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

## 1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЯХ МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ И РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРАХ ВОЗДУХА

Ограждающие конструкции жилых и общественных зданий принимают в зависимости от физических свойств материалов, конструктивных решений, температурно-влажностного режима воздуха в здании и климатических характеристик района строительства в соответствии с нормами сопротивления теплопередаче, паро- и воздухопроницанию.

Ограждающие конструкции рассчитывают в соответствии с главой СНиП II-3-79 «Строительная теплотехника» с учетом главы СНиП II-A.6-72 «Строительная климатология и геофизика».

Теплотехнические расчеты ограждающих конструкций выполняют на основе общего уравнения теплопередачи, которое для случая передачи тепла от воздуха внутри помещения к наружному воздуху имеет вид

$$Q = \frac{1}{R_0} (t_{в} - t_{н}) F, \quad (1.1)$$

где  $Q$  — количество энергии, передаваемой в форме тепла от воздуха внутри помещения к наружному воздуху, Вт;  $t_{в}$  и  $t_{н}$  — расчетная температура соответственно внутреннего и наружного воздуха, °С;  $F$  — площадь ограждающей конструкции, м<sup>2</sup>;  $R_0$  — термическое сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции, м<sup>2</sup> · К/Вт.

При определении величины теплоступления через ограждающие конструкции, когда  $t_{н} > t_{в}$ , в формулу (1.1) вводят разность температур  $t_{н} - t_{в}$ .

В том случае, когда формула (1.1) используется для определения величины теплопотерь, расчетную зимнюю температуру наружного воздуха принимают равной средней температуре наиболее холодной пятидневки. При расчете, выполняемом с целью выбора ограждающих конструкций по их теплоизолирующим свойствам, следует иметь в виду, что ограждающие конструкции обладают способностью в большей или меньшей степени компенсировать кратковременные колебания температуры наружного воздуха. С учетом этого расчетную зимнюю температуру наружного воздуха принимают в зависимости от безразмерной величины тепловой инерции ограждающей конструкции (табл. 1.1), которая определяется по формуле

$$D = \sum_{i=1}^m R_i S_i, \quad (1.2)$$

где  $R_i$  — термическое сопротивление  $i$ -го однородного слоя ограждающей конструкции, м<sup>2</sup> · К/Вт;  $S_i$  — расчетный коэффициент теплоусвоения материала  $i$ -го слоя ограждающей конструкции, Вт/(м<sup>2</sup> · К) (табл. 1.2);  $m$  — число слоев ограждающей конструкции.

При этом

$$R_i = \delta_i / \lambda_i, \quad (1.3)$$

Таблица 1.1. Зависимость расчетной зимней температуры наружного воздуха от тепловой инерции ограждающих конструкций

Инерционность ограждающей конструкции	Тепловая инерция	Расчетная зимняя температура наружного воздуха
Безынерционная	$D \leq 1,5$	Абсолютная минимальная
Малая	$1,5 < D \leq 4$	Средняя наиболее холодных суток
Средняя	$4 < D \leq 7$	Средняя трех наиболее холодных суток
Большая	$D > 7$	Средняя наиболее холодной пятидневки

Таблица 1.2. Теплотехнические показатели строительных материалов и конструкций

Материал	Характеристика материала в сухом состоянии			Расчетная массовая влажность материала в конструкциях $\omega$ , %, при условии эксплуатации согласно табл. 1.3	Расчетные коэффициенты (при условиях эксплуатации согласно табл. 1.3)					
	Плотность $\gamma_0$ , кг/м <sup>3</sup>	Удельная теплоемкость $c_e$ , кДж/(кг·К)	Коэффициент теплопроводности $\lambda_c$ , Вт/(м·К)		теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·К)		теплоусоения (при периоде 24 ч) $S_e$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)		паропроницаемость $\mu$ , г/(м <sup>2</sup> ·ч·гПа)	
					А	Б	А	Б		А и Б
<b>Бетоны и растворы</b>										
<b>Бетоны на природных плотных заполнителях</b>										
Железобетон	2500	0,84	1,69	2	3	1,92	2,03	17,86	18,7	0,003
Бетон на гравии или щебне из природного камня	2400	0,84	1,51	2	3	1,74	1,86	16,69	17,63	0,003
<b>Бетоны на искусственных пористых заполнителях</b>										
Керамзитобетон на керамзитовом песке и керамзитопенобетон	1800	0,84	0,66	5	10	0,8	0,92	10,46	12,25	0,009
	1600	0,84	0,58	5	10	0,67	0,79	9,04	10,71	0,009
	1400	0,84	0,47	5	10	0,56	0,65	7,69	9,09	0,01
	1200	0,84	0,36	5	10	0,44	0,52	6,33	7,55	0,011
	1000	0,84	0,27	5	10	0,33	0,41	4,97	6,08	0,014
	800	0,84	0,21	5	10	0,24	0,31	3,84	4,78	0,019
	600	0,84	0,16	5	10	0,2	0,26	2,99	3,73	0,026
Перлитобетон	500	0,84	0,14	5	10	0,17	0,23	2,57	3,24	0,03
	1200	0,84	0,29	10	15	0,44	0,5	6,93	7,97	0,015
	1000	0,84	0,22	10	15	0,33	0,38	5,43	6,37	0,019
	800	0,84	0,16	10	15	0,27	0,33	4,41	5,26	0,026
Шлакопенобетон (термовитобетон)	600	0,84	0,12	10	15	0,19	0,23	3,19	3,85	0,03
	1800	0,84	0,52	5	8	0,64	0,76	9,33	10,73	0,008
	1600	0,84	0,41	5	8	0,52	0,64	7,95	9,32	0,009
	1400	0,84	0,35	5	8	0,44	0,52	6,84	7,87	0,01
Бетон на доменных гранулированных шлаках	1200	0,84	0,29	5	8	0,37	0,44	5,82	6,7	0,011
	1000	0,84	0,23	5	8	0,31	0,37	4,87	5,62	0,011
	1800	0,84	0,58	5	8	0,7	0,81	9,75	11,14	0,008
	1600	0,84	0,47	5	8	0,58	0,64	8,39	9,32	0,009
Аглопоритобетон и бетоны на топливных (котельных) шлаках	1400	0,84	0,41	5	8	0,52	0,58	7,44	8,3	0,01
	1200	0,84	0,35	5	8	0,47	0,52	6,5	7,29	0,011
	1800	0,84	0,7	5	8	0,85	0,93	10,75	11,91	0,008
	1600	0,84	0,58	5	8	0,72	0,78	9,34	10,28	0,008
1400	0,84	0,47	5	8	0,59	0,65	7,92	8,79	0,009	
1200	0,84	0,35	5	8	0,48	0,53	6,58	7,37	0,011	
<b>Бетоны ячеистые</b>										
Газо- и пенобетон, газо- и пеносиликат	1000	0,84	0,29	10	15	0,41	0,47	6,08	7,01	0,011
	800	0,84	0,21	10	15	0,33	0,37	4,86	5,62	0,014
	600	0,84	0,14	8	12	0,22	0,26	3,35	3,85	0,017
	400	0,84	0,1	8	12	0,14	0,15	2,17	2,27	0,023
	300	0,84	0,08	8	12	0,1	0,13	1,63	1,93	0,026

Материал	Характеристика материала в сухом состоянии			Расчетная массовая влажность материала в конструкциях $\omega$ , %, при условиях эксплуатации согласно табл. 1.3		Расчетные коэффициенты (при условиях эксплуатации согласно табл. 1.3)				
	Плотность $\gamma_b$ , кг/м <sup>3</sup>	Удельная теплоемкость $c_c$ , кДж/(кг·К)	Коэффициент теплопроводности $\lambda_c$ , Вт/(м·К)			теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·К)		теплоусвоения (при периоде 24 ч) $S_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)		паропроницаемости $\mu$ , г/(м·ч·гПа)
				А	Б	А	Б	А и Б		
Газо- и пенозолобетон	1200	0,84	0,29	15	22	0,52	0,58	8,15	9,42	0,008
	1000	0,84	0,23	15	22	0,44	0,5	6,84	7,97	0,01
	800	0,84	0,17	15	22	0,35	0,41	5,43	6,43	0,012
<b>Цементные, известковые и гипсовые растворы; прокатный гипс</b>										
Цементно-песчаный	1800	0,84	0,58	2	4	0,76	0,93	9,51	11,03	0,009
Сложный (песок, известь, цемент)	1700	0,84	0,52	2	4	0,7	0,87	8,89	10,37	0,001
Известково-песчаный	1600	0,84	0,47	2	4	0,7	0,81	8,62	9,72	0,012
Цементно-шлаковый	1400	0,84	0,41	2	4	0,52	0,64	6,98	8,06	0,011
	1200	0,84	0,35	2	4	0,47	0,58	6,09	6,82	0,014
Плиты из гипса	1200	0,84	0,35	4	6	0,41	0,47	5,95	6,63	0,01
	1000	0,84	0,23	4	6	0,29	0,35	4,59	5,23	0,011
Листы гипсовые обыкновенные (сухая штукатурка)	800	0,84	0,15	4	6	0,19	0,21	3,29	3,63	0,008
	<b>Кирпичная кладка и облицовка природным камнем</b>									
<b>Кладка из сплошного кирпича</b>										
Кирпич глиняный обыкновенный (ГОСТ 530—71*) на цементно-песчаном растворе	1800	0,88	0,56	1	2	0,7	0,81	9,14	10,09	0,011
	1700	0,88	0,52	1,5	3	0,64	0,76	8,61	9,66	0,012
Кирпич силикатный (ГОСТ 379—79) на цементно-песчаном растворе	1800	0,88	0,7	2	4	0,76	0,87	9,73	10,9	0,011
Кирпич трепельный (ГОСТ 648—73) на цементно-песчаном растворе	1200	0,88	0,35	2	4	0,47	0,52	6,23	6,9	0,019
	1000	0,88	0,29	2	4	0,41	0,47	5,33	5,93	0,023
<b>Кладка из кирпича керамического и силикатного пустотного</b>										
Кирпич керамический пустотный плотностью 1400 кг/м <sup>3</sup> (брутто) на цементно-песчаном растворе	1600	0,88	0,47	1	2	0,58	0,64	7,87	8,44	0,014
	1400	0,88	0,41	1	2	0,52	0,58	6,98	7,52	0,016
Кирпич силикатный одиннадцатипустотный на цементно-песчаном растворе	1200	0,88	0,35	1	2	0,47	0,52	6,09	6,61	0,017
	1500	0,88	0,64	2	4	0,7	0,81	8,54	9,61	0,013
Кирпич силикатный четырнадцатипустотный на цементно-песчаном растворе	1400	0,88	0,52	2	4	0,64	0,76	7,52	8,59	0,014

Материал	Характеристика материала в сухом состоянии			Расчетная массовая влажность материала в конструкции $\omega$ , %, при условиях эксплуатации согласно табл. 1-3		Расчетные коэффициенты (при условиях эксплуатации согласно табл. 1-3)					
	Плотность $\rho_0$ , кг/м <sup>3</sup>	Удельная теплоемкость $c$ , кДж/(кг·К)	Коэффициент теплопроводности $\lambda_c$ , Вт/(м·К)			теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·К)		теплоусвоения (при периоде 24 ч) $S_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)		паропроницаемости $\mu$ , г/(м·ч·гПа)	
				А	Б	А	Б	А	Б		
<b>Природный камень</b>											
Гранит, гнейс и базальт	2800	0,88	3,49	0	0	3,49	3,49	24,91	24,91	0,001	
Мрамор	2800	0,88	2,91	0	0	2,91	2,91	22,74	22,74	0,001	
Известняк	2000	0,88	0,93	2	3	1,16	1,28	12,72	13,63	0,006	
	1800	0,88	0,7	2	3	0,93	1,05	10,79	11,7	0,008	
	1600	0,88	0,58	2	3	0,73	0,81	9,04	9,72	0,009	
	1400	0,88	0,49	2	3	0,56	0,58	7,37	7,69	0,011	
	2000	0,88	0,76	3	3	0,93	1,05	11,62	12,83	0,008	
	1800	0,88	0,56	3	3	0,7	0,81	9,55	10,73	0,008	
	1600	0,88	0,41	3	5	0,52	0,64	7,79	8,97	0,009	
Тuff	1400	0,88	0,33	3	5	0,43	0,52	6,62	7,59	0,01	
	1200	0,88	0,27	3	5	0,35	0,41	5,51	6,2	0,011	
	1000	0,88	0,21	3	5	0,24	0,29	4,21	4,78	0,011	
	<b>Дерево, изделия из него и других природных органических материалов</b>										
	Сосна и ель поперек волокон (ГОСТ 8486—66**, ГОСТ 9463—72*)	500	2,3	0,09	15	20	0,14	0,17	3,85	4,44	0,006
Сосна и ель вдоль волокон	500	2,3	0,17	15	20	0,29	0,35	5,55	6,29	0,032	
Дуб поперек волокон (ГОСТ 9462—71*, ГОСТ 2695—71*)	700	2,3	0,1	10	15	0,17	0,23	4,9	5,82	0,005	
Дуб вдоль волокон	700	2,3	0,23	10	15	0,35	0,41	6,93	7,77	0,030	
Фанера клееная (ГОСТ 3916—69)	600	2,3	0,12	10	13	0,15	0,17	4,22	4,64	0,002	
Картон облицовочный (ГОСТ 8740—74)	1000	2,3	0,17	5	10	0,21	0,23	6,16	6,76	0,006	
Картон строительный многослойный (ГОСТ 4408—75*)	650	2,3	0,13	6	12	0,15	0,17	4,26	4,79	0,008	
Плиты древесноволокнистые и древесностружечные	1000	2,3	0,15	10	12	0,23	0,29	6,76	7,68	0,012	
800	2,3	0,13	10	12	0,19	0,23	5,41	6,14	0,012		
600	2,3	0,1	10	12	0,13	0,16	3,88	4,54	0,013		
400 (ГОСТ 4598—74*, ГОСТ 10632—77)	400	2,3	0,08	10	12	0,1	0,13	2,87	3,22	0,019	
200	2,3	0,06	10	12	0,07	0,08	1,65	1,81	0,024		
Плиты фибролитовые (ГОСТ 8928—70) и арболит (ГОСТ 19222—73)	800	2,3	0,16	10	15	0,24	0,3	6,2	7,15	0,011	
600	2,3	0,12	10	15	0,17	0,23	4,54	5,43	0,011		
400	2,3	0,08	10	15	0,13	0,16	3,17	3,71	0,026		
300 на портландцементе	300	2,3	0,07	10	15	0,1	0,14	2,49	2,98	0,03	
Плиты камышитовые	300	2,3	0,07	10	15	0,09	0,14	2,34	2,98	0,045	
200	2,3	0,06	10	15	0,07	0,09	1,65	1,99	0,049		
Пахла	150	2,3	0,047	7	12	0,06	0,07	1,28	1,45	0,049	
<b>Теплоизоляционные материалы</b>											
<b>Минераловатные и стекловолокнистые материалы</b>											
Маты минераловатные прошивные (ГОСТ 21880—76) и на синтетическом связующем (ГОСТ 9573—72*)	125	0,84	0,056	2	5	0,064	0,07	0,65	0,72	0,03	
75	0,84	0,052	2	5	0,06	0,064	0,53	0,6	0,049		
50	0,84	0,048	2	5	0,052	0,06	0,42	0,47	0,053		

Материал	Характеристика материала в сухом состоянии			Расчетная массовая влажность материала в конструкциях $\omega$ , %, при условиях эксплуатации согласно табл. 1.3		Расчетные коэффициенты (при условиях эксплуатации согласно табл. 1.3)				
	Плотность $\gamma_0$ , кг/м <sup>3</sup>	Удельная теплоемкость $c_c$ , кДж/(кг·К)	Коэффициент теплопроводности $\lambda_c$ , Вт/(м·К)			А	Б	теплопроводности $\lambda_n$ , Вт/(м·К)		теплоусвоения (при периоде 24 ч) $S_n$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
				А	Б			А	Б	А и Б
Плиты мягкие, полужесткие и жесткие минераловатные на синтетическом и битумном связующем (ГОСТ 9573—72*, ГОСТ 10140—71*, ГОСТ 12394—66)	350	0,84	0,091	2	5	0,09	0,1	1,48	1,66	0,038
	300	0,84	0,084	2	2	0,087	0,09	1,31	1,45	0,041
	200	0,84	0,07	2	5	0,076	0,08	1	1,1	0,049
	100	0,84	0,056	2	5	0,06	0,07	0,62	0,72	0,056
	50	0,84	0,048	2	5	0,052	0,06	0,42	0,47	0,06
Плиты минераловатные повышенной жесткости на органофосфатном связующем (ТУ 21 РСФСР 3.72-76)	200	0,84	0,064	1	2	0,07	0,076	0,94	1	0,045
Плиты полужесткие минераловатные на крахмальном связующем (ТУ 400-1-61-74 Мосгорисполкома)	200	0,84	0,07	2	5	0,076	0,08	1	1,1	0,038
	125	0,84	0,056	2	5	0,06	0,064	0,7	0,78	0,038
Плиты из стеклянного штапельного волокна на синтетическом связующем (ГОСТ 10499—78)	50	0,84	0,056	2	5	0,06	0,064	0,44	0,49	0,06
Маты и полосы из стеклянного волокна прошивные (ТУ 21-23-72-75)	150	0,84	0,06	2	5	0,064	0,07	0,8	0,88	0,053
<b>Полимерные материалы</b>										
Пенополистирол (ТУ 6-05-1178-75)	150	1,34	0,05	1	5	0,052	0,06	0,88	0,99	0,005
	100	1,34	0,041	2	10	0,041	0,052	0,69	0,81	0,005
То же, (ГОСТ 15588—70*)	40	1,34	0,038	2	10	0,041	0,046	0,41	0,49	0,005
Пенопласт ПХВ-1 (ТУ 6-05-1179-75) и ПВ-1 (ТУ 6-05-1158-74)	125	1,26	0,052	2	10	0,06	0,064	0,84	0,99	0,023
	≤100	1,26	0,041	2	10	0,05	0,052	0,67	0,79	0,023
Пенополиуретан (ТУ В-56-70, ТУ 67-98-75, ТУ 67-87-75)	80	1,47	0,041	2	5	0,05	0,05	0,64	0,67	0,005
	60	1,47	0,035	2	5	0,041	0,041	0,52	0,55	0,005
	40	1,47	0,029	2	5	0,035	0,035	0,4	0,41	0,005
Плиты из резольно-фенолформальдегидного пенопласта (ГОСТ 20916—75)	100	1,68	0,047	5	20	0,052	0,076	0,85	1,17	0,015
	75	1,68	0,043	5	20	0,046	0,07	0,69	0,98	0,023
	50	1,68	0,041	5	20	0,046	0,064	0,56	0,77	0,023
	40	1,68	0,038	5	20	0,041	0,06	0,47	0,65	0,023
Перлитопластбетон (ТУ 480-1-145-74)	200	1,05	0,041	2	3	0,052	0,06	0,92	0,99	0,001
	100	1,05	0,035	2	3	0,041	0,47	0,58	0,63	0,001
Перлитофосфогелевые изделия (ГОСТ 21500—76)	300	1,05	0,076	3	12	0,08	0,12	1,44	1,98	0,02
	200	1,05	0,064	3	12	0,07	0,09	1,08	1,44	0,023
<b>Засыпки</b>										
Грауит керамзитовый (ГОСТ 9759—76)	800	0,84	0,17	2	3	0,21	0,23	3,34	3,59	0,021
	600	0,84	0,14	2	3	0,17	0,2	2,64	2,87	0,023
	400	0,84	0,12	2	3	0,13	0,14	1,85	1,96	0,024
	300	0,84	0,108	2	3	0,12	0,13	1,52	1,63	0,025
	200	0,84	0,099	2	3	0,105	0,12	1,19	1,28	0,026



Материал	Характеристика материала в сухом состоянии			Расчетная массовая влажность материала в конструкциях $\omega$ , %, при условиях эксплуатации согласно табл. 1.3		Расчетные коэффициенты (при условиях эксплуатации согласно табл. 1.3)				
	Плотность $\gamma$ , кг/м <sup>3</sup>	Удельная теплоемкость $c$ , кДж/(кг·К)	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·К)			теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·К)	теплоусвоения (при периоде 24 ч) $S$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	паропроницаемости $\mu$ , г/(м·ч·Па)		
				А	Б				А	Б
Гравий шунгитовый (ГОСТ 19345—73)	800	0,84	0,16	2	4	0,2	0,23	3,24	3,68	0,021
	600	0,84	0,13	2	4	0,16	0,2	2,55	2,93	0,022
	400	0,84	0,105	2	4	0,13	0,14	1,85	2,01	0,023
Щебень из доменного шлака (ГОСТ 5578—76), шлаковой пемзы (ГОСТ 9760—75) и аглопорита (ГОСТ 11991—76)	800	0,84	0,17	2	3	0,21	0,26	3,34	3,77	0,021
	600	0,84	0,15	2	3	0,17	0,21	2,64	2,95	0,023
	400	0,84	0,122	2	3	0,14	0,16	1,93	2,13	0,024
Щебень и песок из перлита вспученного (ГОСТ 10832—74*)	600	0,84	0,105	1	2	0,11	0,12	2,05	2,15	0,026
	400	0,84	0,076	1	2	0,087	0,093	1,49	1,57	0,03
	200	0,84	0,064	1	2	0,076	0,08	0,98	1,04	0,034
	200	0,84	0,076	1	3	0,093	0,105	1,08	1,21	0,023
	100	0,84	0,064	1	3	0,076	0,08	0,7	0,76	0,03
Песок для строительных работ (ГОСТ 8736—77)	1600	0,84	0,35	1	2	0,47	0,58	6,87	7,87	0,017
<b>Пеностекло или газоостекло</b>										
Пеностекло или газостекло (ТУ 21 БССР 86-73)	400	0,84	0,105	1	2	0,12	0,14	1,71	1,93	0,0023
	300	0,84	0,093	1	2	0,105	0,12	1,41	1,52	0,0023
	200	0,84	0,07	1	2	0,08	0,093	1,01	1,12	0,003
<b>Материалы иррегулярные, гидроизоляционные, облицовочные и рулонные покрытия для полов</b>										
<b>Асбестоцементные материалы</b>										
Листы асбестоцементные плоские (ГОСТ 18124—75*)	1800	0,84	0,35	2	3	0,47	0,52	7,47	8,09	0,0023
	1600	0,84	0,23	2	3	0,35	0,41	6,09	6,73	0,0023
<b>Битумные материалы</b>										
Асфальтобетон (ГОСТ 9128—76)	2100	1,67	1,05	0	0	1,05	1,05	16,31	16,31	0,0008
Изделия из вспученного перлита на битумном связующем (ГОСТ 16136—80)	400	1,67	0,11	1	2	0,12	0,13	2,41	2,55	0,0038
	300	1,67	0,087	1	2	0,093	0,099	1,86	1,94	0,0038
Руберойд (ГОСТ 10923—76), пергамин (ГОСТ 2697—75), толь (ГОСТ 10999—76—76)	600	1,67	0,17	0	0	0,17	0,17	3,56	3,56	(см. табл. 1.25)
<b>Линолеумы</b>										
Линолеум поливинилхлоридный многослойный (ГОСТ 14632—79)	1800	1,47	0,38	0	0	0,38	0,38	8,55	8,55	0,00015
	1600	1,47	0,33	0	0	0,33	0,33	7,43	7,43	0,00015
Линолеум поливинилхлоридный на тканевой подоснове (ГОСТ 7251—77)	1800	1,47	0,35	0	0	0,35	0,35	8,15	8,15	0,00015
	1600	1,47	0,29	0	0	0,29	0,29	7,01	7,01	0,00015
	1400	1,47	0,23	0	0	0,23	0,23	5,87	5,87	0,00015
<b>Стекло</b>										
Стекло оконное (ГОСТ 111—78)	2500	0,87	0,76	0	0	0,76	0,76	10,69	10,69	0

где  $\delta_i$  — толщина  $i$ -го однородного слоя ограждающей конструкции или полная толщина однородной (однослойной) ограждающей конструкции, м;  $\lambda_i$  — расчетный коэффициент теплопроводности материала  $i$ -го однородного слоя ограждающей конструкции для данных условий эксплуатации, Вт/(м · К).

Коэффициент теплоусвоения воздушных прослоек принимают равным нулю; слои ограждающей конструкции, расположенные между воздушной прослойкой, вентилируемой наружным воздухом, и наружной поверхностью ограждающей конструкции, при определении тепловой инерции не учитываются.

Термическое сопротивление теплопередаче и коэффициент теплоусвоения слоя ограждающей конструкции, состоящего из ряда участков постоянной толщины, но выполненных из различных материалов, определяются в соответствии с § 1.2.

Т а б л и ц а 1.3. Условия эксплуатации ограждающих конструкций в зависимости от влажностного режима помещений и зон влажности

Влажностный режим помещений в соответствии с табл. 1.4	Условия эксплуатации (А и Б) в зонах влажности (см. табл. 1.5)		
	сухой	нормальной	влажной
Сухой	А	А	Б
Нормальный	А	Б	Б
Влажный или мокрый	Б	Б	Б

Т а б л и ц а 1.4. Классификация влажностного режима помещений

Относительная влажность внутреннего воздуха, %, при температуре, °С			Влажностный режим помещений
до 12	свыше 12 до 24	свыше 24	
До 60 Свыше 60 до 75 Свыше 75	До 50 Свыше 50 до 60 Свыше 60 до 75 Свыше 75	До 40 Свыше 40 до 50 Свыше 50 до 60 Свыше 60	Сухой Нормальный Влажный Мокрый

Теплотехнические показатели строительных материалов и конструкций приведены в табл. 1.2 в зависимости от условий эксплуатации ограждающих конструкций (табл. 1.3), которые определяются влажностным режимом помещений (табл. 1.4) и зоной влажности, в пределах которой размещено здание (табл. 1.5).

В табл. 1.5 приведены основные климатические характеристики ряда населенных пунктов СССР, в том числе расчетные значения температуры наружного воздуха. При этом абсолютной минимальной температуре соответствует расчетная температура при параметрах В, средней температуре наиболее холодной пятидневки — расчетная температура при параметрах Б, средней температуре наиболее холодного периода — расчетная температура при параметрах А. Средняя температура трех наиболее холодных суток находится как среднеарифметическая из значений средних температур наиболее холодных суток и наиболее холодной пятидневки.

Расчетный коэффициент теплоусвоения материала в конструкции (при отсутствии соответствующих данных в табл. 1.2) может быть вычислен по формуле

$$S = 0,27 \sqrt{\lambda \gamma_0 (C_c + 0,0419\omega)}, \quad (1.4)$$

где все обозначения соответствуют табл. 1.2.

Таблица 1.5 Основные климатические характеристики

Населенный пункт	Географическая широта, ° с. ш.	Барометрическое давление, гПа	Зона влажности	Расчетные параметры наружного воздуха 2-й ряд — для			
				А		Б	
				Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг
Алма-Ата	44	930	С	27,6	51,5	31,2	54,4
Архангельск	64	1010	В	-10	-6,7	25	-24,3
Астрахань	48	1010	С	18,6	48,6	24,5	55,2
Ашхабад	36	970	С	-19	-17,6	-32	-31,8
Баку	40	1010	С	29,5	61,1	33	64,5
Барнаул	52	990	С	-5	-4,2	-22	-20,9
Батуми	40	1010	В	36	58,2	39	62,8
Брянск	52	990	Н	-2	4,2	-11	-8
Вильнюс	56	990	Н	28,3	65,3	31,7	68,6
Винница	48	970	Н	1	8,4	-4	0,8
Владивосток	44	990	В	23,9	51,9	28,3	55,7
Владимир	56	990	Н	-23	-22,2	-39	-38,9
Вологда	60	990	Н	25,9	69,1	29,6	71,6
Воронеж	52	990	С	4	13	-1	5
Ворошиловград	48	1010	С	22,5	49,8	27,3	53,2
Горький	56	990	Н	-13	-10,5	-24	-23
Грозный	44	990	С	-21,5	48,1	26,1	53,2
Днепропетровск	48	1010	С	-9	-5	-23	-22,2
Душанбе	40	910	С	23	53,6	27,3	56,9
Ереван	40	910	С	-10	-6,7	-21	-19,7
Иваново	56	990	Н	23,6	57,8	23,4	61,5
Иркутск	52	950	С	-16	-14,2	-25	-24,3
Казань	56	990	Н	21,4	49,4	27,6	52,7
Калининград	56	1010	Н	-16	-14,2	-27	-26,8
Калуга	56	990	Н	21,1	50,2	27,2	55,2
Караганда	48	950	С	-16	-14,2	-31	-30,6
Кемерово	56	990	С	28,6	55,2	33	57,8
				-13	-10,5	-22	-20,9
				15,2	35,6	18,2	41,4
				-26	-25,5	-41	-41
				24,2	52,3	28,9	54,8
				-14	-11,7	-25	-24,3
				27,3	55,2	31,8	58,6
				-10	-6,7	-25	-24,3
				21,2	51,1	26,8	54,8
				-16	-14,2	-30	-29,7
				28,8	63,2	34,9	66,6
				-5	0	-16	-14,2
				26,5	54	31	57,3
				-9	-5,4	-24	-23
				34,3	57,8	36,8	61,5
				-2	3,8	-14	-11,7
				29,7	61,1	34,8	62,8
				-4	1,2	-19	-17,6
				27,1	55,7	31,2	58,6
				-9	-5,4	-23	-22,2
				22,2	49,8	27	52,7
				-16	-14,2	-28	-27,6
				22,7	50,2	26,9	53,6
				-25	-24,3	-38	-38,1
				22,8	51,1	27,3	54,8
				-18	-16,3	-30	-29,7
				20,6	48,6	24,1	52,7
				-7	-2,9	-18	-16,3
				22,4	50,2	26,3	53,6
				-14	-11,7	-26	-25,5
				25,1	46,5	31	51,9
				-20	-18,8	-32	-31,8
				21,8	50,2	27,3	53,2
				-25	-24,3	-39	-38,9

некоторых населенных пунктов СССР

(1-й ряд — для летнего периода, зимнего)			Средняя температура, °С		Максимальная амплитуда суточных колебаний температуры в июле, °С	Период со средней температурой $t \leq 8^\circ \text{С}$		Продолжительность периода со средней температурой $t \leq 10^\circ \text{С}$ , сут
В		Расчетная скорость ветра, м/с	наиболее холодных суток	за июль		Средняя температура, °С	Продолжительность, сут	
Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг							
42	81,6	1	-28	23,3	19,4	-2,1	166	181
-38	-38,1	1,9						
34	73,7	4	-36	15,6	19,5	-4,7	251	272
-45	-45,2	5,9						
40	84,6	3,6	-26	25,3		-1,6	172	185
-34	-33,9	4,8						
47	77	2,4	-14	30,7	24,3	3,9	111	133
-24	-23	2,8						
40	81,2	4	-6	25,7	13,7	5,1	119	142
-13	-10,5	8,4						
38	74,5	1	-43	19,7	22,1	-8,3	219	—
-52	-52,3	5,9						
40	80,8	—	-2	22,1	18,5	7,6	115	163
-9	-5,4							
38	75,8	1	-29	18,4	—	-2,6	206	—
-42	-42,3	6,3						
33	69,9	1	-25	18	—	-0,9	194	—
-37	-36,8	5,5						
38	69,9	2,8	-26	18,7	22,3	-1,1	189	—
-36	-36	3,6						
36	80,8	4,7	-26	17,5	16,7	-4,8	201	225
-31	-30,6	9						
37	69,5	2,9	-33	18,1	—	-4,4	217	—
-48	-48,1	4,5						
35	80,8	3,7	-35	16,9	—	-4,8	228	249
-48	-48,1	6						
42	67	4,6	-29	24,2	—	-3,4	182	196
-36	-36	8,5						
31	62	4,3	-45	11,7	18,7	-9,9	299	—
-52	-52,3	10,1						
41	69,9	3,3	-30	19,9	19,9	-3,4	199	213
-38	-38,1	5,4						
39	66,1	1	-29	22,3	22,1	-1,6	130	197
-42	-42,3	5,3						
37	70,3	1	-33	18,1	17,5	-4,7	218	234
-41	-41	5,1						
41	72,8	1	-23	23,8	23,3	0,4	164	180
-33	-33,1	3,5						
40	84,6	1	-26	22,3	19,2	-1	175	—
-34	-33,9	5,5						
43	74,5	1	-17	27	25,4	3,6	112	134
-29	-28,5	2,8						
41	72,8	1	-20	25,1	—	0,5	139	160
-31	-30,6	2,5						
41	66,1	3,5	-25	22,7	—	-0,7	175	—
-34	-33,9	5,4						
38	80,8	2,8	-33	17,4	—	-4,4	217	—
-46	-46	4,9						
36	70,7	1	-40	17,6	25,2	-8,9	241	260
-50	-50,2	2,8						
38	72	3,6	-35	19	19,1	-5,7	218	—
-47	-47,3	5,7						
36	61,1	—	-22	17,4	18,1	0,6	195	218
-33	-33,1							
38	62,4	3	-31	17,6	—	-8,5	214	—
-46	-46	5						
40	64,5	1	-35	20,3	21	-7,5	212	—
-49	-49,4	7,7						
38	73,7	1	-42	18,4	22,6	-8,8	232	—
-55	-55,2	6,8						

Населенный пункт	Географическая широта, ° С. Ш.	Барометрическое давление, гПа	Зона влажности	Расчетные параметры наружного воздуха 2-й ряд — для			
				А		В	
				Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг
Киев	52	990	Н	23,7	53,6	28,7	56,1
Киров	60	990	Н	-10	-6,7	-21	-19,7
Кировоград	48	990	С	20,9	50,6	28,1	56,9
Кишинев	48	990	С	-19	-17,6	-31	-30,6
Кострома	56	990	Н	25,8	52,2	29,7	57,3
Краснодар	44	970	С	-9	-5,4	-21	-19,7
Красноярск	56	970	С	26	56,9	30,2	59,4
Куйбышев	52	990	С	-7	-2,9	-15	-13
Курган	56	990	С	21,1	49,8	25,8	53,6
Курск	52	970	Н	-16	-14,2	-30	-29,7
Кутаиси	44	990	В	28,6	59,4	30,8	63,6
Ленинград	60	1010	В	-5	0	-19	-17,6
Липецк	52	990	С	22,5	49,4	25,9	51,9
Львов	48	970	Н	-22	-20,9	-40	-40,2
Махачкала	44	1010	С	24,3	52,7	29,7	55,2
Минск	52	990	С	-18	-16,3	-27	-26,8
Москва	56	990	Н	23,6	51,1	28	53,6
Мурманск	68	1010	В	-24	-23	-34	-33,9
Николаев	48	1010	С	22,9	51,1	27,8	53,6
Новгород	60	1010	Н	-14	-11,7	-24	-23
Новосибирск	56	990	С	27,4	67	31,7	69,1
Одесса	48	1010	С	3	10	-3	1,7
Омск	56	990	С	20,6	48,1	24,8	51,5
Орджоникидзе	44	930	Н	-11	-8	-25	-24,3
Орел	52	990	Н	24,4	50,2	28,7	54,8
Оренбург	52	990	С	-15	-13	-26	-25,5
Павлодар	52	990	С	22,1	53,2	26,4	57,3
Пенза	52	990	С	-7	-2,5	-19	-17,6
Пермь	56	990	Н	26,9	63,6	31,6	67
Петропавловск-Камчатский	52	990	Н	-2	4,2	-14	-11,7
				21,2	49,8	25,9	53,6
				-10	-6,7	-25	-24,3
				22,3	49,4	28,5	54
				-14	-11,7	-25	-24,3
				16,6	41,4	22	42,7
				-18	-16,3	-28	-27,6
				27,9	58,2	31	62
				-7	-2,9	-19	-17,6
				20,8	48,6	24,5	52,7
				-12	-9,2	-27	-26,8
				22,7	50,2	26,4	54,8
				-24	-23	-39	-38,9
				25	59	28,6	62
				-6	-1,2	-18	-16,3
				22,4	49,4	27,7	53,6
				-23	-22,2	-37	-36,8
				23,8	60,7	31,1	64,9
				-5	0	-17	-15,5
				23,1	49,8	27,7	53,6
				-13	-10,5	-25	-24,3
				26,9	51,9	31,4	54,4
				-20	-18,8	-29	-28,5
				23,6	51,5	31,6	54
				-23	-22,2	-37	-36,8
				23,8	51,1	28,4	54
				-17	-15,5	-27	-26,8
				21,8	50,2	26,3	53,2
				-20	-18,8	-34	-33,9
				15,7	37,7	18	39,8
				-10	-6,7	-23	-22,2

(1-й ряд — для летнего периода, зимне-го)			Средняя температура, °С		Максимальная амплитуда суточных колебаний температуры в июле, °С	Период со средней температурой $t \leq 10^\circ \text{С}$		Продолжительность периода со средней температурой $t \leq 10^\circ \text{С}$ , сут
В		Расчетная скорость ветра, м/с	наиболее холодных суток	за июль		Средняя температура, °С	Продолжительность, сут	
Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг							
39	70,7	1	-26	19,8	18,4	-1,1	187	204
-32	-31,8	4,3						
37	65,3	4	-35	17,8	17,3	-5,8	231	249
-45	-45,2	5,3						
40	65,3	1	-25	20,2	22	-1	185	202
-35	-35,2							
39	73,7	3,6	-20	21,5	21,9	0,6	166	187
-32	-31,8	5,4						
37	61,5	3,8	-36	17,6	20,3	-4,5	224	241
-46	-46	5,8						
42	84,6	2,7	-23	23,2	22,5	1,5	152	170
-36	-36	3,6						
38	66,6	1	-44	18,7	19,8	-7,2	235	251
-53	-53,2	6,2						
39	67	3,2	-36	20,7	18,5	-6,1	206	219
-43	-43,1	5,4						
40	64,5	3,2	-39	18,8	23,1	-8,7	217	-
-49	-49,4	5,2						
37	69,9	3,6	-29	19,3	18,2	-3	198	215
-38	-38,1	5,3						
42	73,2	1	-4	23,2	18,6	6,8	121	123
-17	-15,5	8						
33	67	1	-28	17,8	16,5	-2,2	219	242
-36	-36	4,2						
39	63,6	3,8	-32	20,2	-	-3,9	199	-
-38	-38,1	5,9						
38	70,7	1	-23	18,8	19,8	0,3	183	211
-34	-33,9	6,4						
37	89,2	4,9	-19	24,7	17,9	2,6	151	169
-26	-25,5	7						
35	68,6	3,8	-30	17,8	21	-1,2	203	220
-39	-38,9	5,4						
38	69,9	3,4	-32	19,3	18,5	-3,2	205	230
-40	-40,2	4,9						
33	53,6	3,8	-34	12,4	21,2	-3,3	281	303
-38	-38,1	7,5						
40	72	3,2	-22	23	-	0,4	168	-
-30	-29,7	5,4						
34	76,6	3,8	-31	17,3	-	-2,6	220	-
-45	-45,2	6,6						
38	78,7	1	-42	18,7	22,5	-9,1	227	243
-50	-50,2	5,7						
38	73,7	3,9	-22	22,5	14,7	0,8	168	183
-29	-28,5	8,5						
40	64	3,6	-41	18,3	22,5	-7,7	220	233
-49	-49,4	5,1						
37	69,1	1	-19	19,7	19,6	-0,4	175	194
-34	-33,9	3						
38	75,8	3,8	-30	18,8	19,7	-3,3	207	223
-39	-38,9	6,5						
42	74,5	3,9	-35	21,9	22,7	-3,1	201	213
-42	-42,3	6,1						
42	72	4,2	-40	21,2	20,4	-9	209	222
-47	-47,3	6,7						
38	67,4	1	-33	19,8	18,4	-5,1	206	221
-43	-43,1	5,6						
37	72	2,5	-38	18,1	19,2	-6,4	226	246
-45	-45,2	4,8						
31	48,1	1	-24	12,6	17	-1	259	282
-34	-33,9	7,6						

Населенный пункт	Географическая широта, ° с. ш.	Барометрическое давление, гПа	Зона влажности	Расчетные параметры наружного воздуха 2-й ряд — для			
				А		Б	
				Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг
Полтава	48	990	С	24,5	53,6	29,4	56,5
Псков	56	1010	Н	-11	-8	-22	-20,9
Рига	56	1010	Н	20,6	48,1	25,6	51,9
Ровно	52	970	Н	-11	-8	-26	-25,5
Ростов-на-Дону	48	990	С	20,3	47,3	24,3	51,1
Рязань	56	990	Н	-9	-5,4	-20	-18,8
Самарканд	40	910	С	22,6	51,5	25,1	55,2
Саратов	52	990	С	-9	-5,4	-21	-19,7
Свердловск	56	970	С	27,3	57,3	31,9	60,7
Севастополь	44	1010	С	-8	-4,2	-22	-20,9
Семипалатинск	52	970	С	22,8	49,8	27,3	53,6
Симферополь	44	970	С	-16	-14,2	-27	-26,8
Смоленск	56	990	Н	32,3	59,4	35	62,8
Сочи	44	1010	В	-3	2,1	-13	-10,9
Таллин	60	1010	Н	25,4	53,6	30,5	56,5
Тамбов	52	990	Н	-16	-14,2	-25	-24,3
Ташкент	40	950	С	20,7	48,1	28,7	51,1
Тбилиси	40	950	С	-20	-18,8	-31	-30,6
Тернополь	48	970	Н	25	60,7	29,4	64,5
Томск	56	990	Н	0	7,1	-11	-8,4
Тула	56	990	Н	27	51,5	32	54
Тюмень	56	990	С	-21	-19,7	-38	-38,1
Ужгород	48	990	Н	26,1	59,4	31,8	63,2
Улан-Уде	*52	930	С	-4	1,2	-16	-14,2
Ульяновск	56	990	С	20,8	49	25,3	53,2
Уфа	56	990	С	-13	-10,5	-26	-25,5
Фрунзе	44	930	С	29,9	66,1	30,2	69,5
Хабаровск	48	990	В	2	9,6	-3	2,1
Харьков	52	990	С	19	47,3	23,5	51,1
Херсон	48	1010	С	-9	-5,4	-21	-19,7
				24,5	52,3	28,9	54,4
				-15	-13	-27	-26,8
				33,2	58,2	35,7	62,8
				-6	-2,5	-15	-13,4
				28,8	60,3	34,7	62,8
				0	5,9	-7	-3,8
				22,1	52,7	26,8	57,3
				-9	-5	-21	-19,7
				21,7	49	25,9	52,7
				-25	-24,3	-40	-40,2
				22,2	50,2	27	53,6
				-14	-11,7	-28	-27,6
				22,4	51,5	28	55,2
				-21	-19,7	-35	-35,2
				24,2	54,4	28,1	58,6
				-6	-1,2	-18	-16,3
				23,7	49,8	29,7	54
				-28	-27,6	-38	-38,1
				23,8	51,1	28,5	54,4
				-18	-16,3	-31	-30,6
				23,4	50,6	28	54,4
				-19	-17,6	-29	-28,5
				28,9	52,7	34,4	57,8
				-9	-6,3	-23	-22,2
				24,1	60,7	28,4	65,3
				-23	-22,2	-32	-31,8
				25,1	52,7	29,4	56,1
				-11	-8	-23	-22,2
				29	57,8	30,6	61,5
				-7	-2,9	-18	-16,3

(1-й ряд — для летнего периода, 2-й ряд — для зимнего)			Средняя температура, °С		Максимальная амплитуда да суточных колебаний температуры в июле, °С	Период со средней температурой $t \geq 10^\circ \text{C}$		Продолжительность периода со средней температурой $t \geq 10^\circ \text{C}$ , сут
Температура, °С	В	Расчетная скорость ветра, м/с	наиболее холодных суток	за июль		Средняя температура, °С	Продолжительность, сут	
					38			68,6
-37	-36,8	6,2						
-36	69,5	3,3	-31	17,6	20,9	-2	212	233
-41	-41	4,8						
-34	66,6	1	-25	17,1	19,3	-0,6	205	230
-35	-35,2	4,5						
38	72	1	-25	18,5	-	-0,5	191	-
-36	-36	7,5						
40	74,5	3,6	-27	22,9	-	-1,1	175	188
-33	-33,1	6,5						
38	73,7	4,1	-33	18,8	20,3	-4,2	212	226
-41	-41	7,3						
44	85	1	-17	25,5	25,2	2,8	132	153
-30	-29,7	2,7						
40	68,2	3,7	-34	22,1	-20,4	-5	198	204
-41	-41	6						
38	66,1	1	-38	17,4	20,1	-6,4	228	246
-43	-43,1	5						
38	71,2	2,3	-14	22,4	15,5	4,4	137	-
-22	-20,9	6,4						
42	67,4	1	-39	22,2	26,8	-8	202	215
-49	-49,4	4,3						
40	70,3	2,8	-20	21,8	21,8	1,9	158	179
-29	-28,5	6						
35	75,3	3,2	-33	17,6	-	-2,7	210	-
-41	-41	6,8						
39	74,5	1,8	-5	22,5	14,6	5,9	103	129
-15	-13	6,5						
33	64,5	4,9	-25	16,6	16,8	-0,8	221	244
-32	-31,8	7,7						
40	71,2	2,8	-32	20,2	20,4	-4,2	202	213
-39	-38,9	4,7						
44	82,9	1,2	-18	26,9	23,7	2,4	130	151
-30	-29,7	1,7						
40	82,5	1	-10	24,4	19,9	4,2	152	154
-23	-22,2	3,9						
37	62,8	1	-25	18,4	-	-0,5	190	-
-34	-33,9	5,1						
36	64	1	-44	18,1	20,4	-8,8	234	252
-55	-55,2	5,6						
38	69,9	3,4	-31	18,4	22,3	-3,8	207	221
-42	-42,3	4,9						
40	69,9	2,7	-41	18,6	22,1	-5,7	220	244
-50	-50,2	3,9						
40	73,7	1	-22	20,5	22,5	1,6	162	-
-28	-27,6	3,6						
40	76,6	1	-42	19,4	25,2	-10,6	235	252
-51	-51,1	2,8						
40	75,8	3,7	-36	19,6	21,6	-5,7	213	-
-48	-48,1	5,8						
40	73,7	3,4	-36	19,3	19	-6,4	211	229
-42	-42,3	8,1						
42	73,7	1	-27	24,1	23,3	-0,9	157	173
-38	-38,1	2,4						
40	81,2	1	-34	21,1	17	-10,1	205	223
-43	-43,1	5,9						
39	76,2	1	-28	20,8	22	-2,1	189	205
-36	-36	5						
39	74,5	1	-22	28	19,8	0,6	167	-
-32	-31,8	6,2						



Населенный пункт	Географическая широта, ° С, Ш.	Барометрическое давление, гПа	Зона влажности	Расчетные параметры наружного воздуха 2-й ряд — для			
				А		Б	
				Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг
Целноград	52	970	С	24,9	48,1	31	51,1
Чебоксары	56	990	В	-22	-20,9	-35	-35,2
				22,9	51,1	27	54,4
Челябинск	56	990	С	-18	-16,3	-32	-31,8
				22,8	48,1	27,3	52,3
Чернигов	52	990	Н	-20	-18,8	-29	-28,5
				23,2	51,5	27,8	54,4
Чита	52	930	С	-10	-6,7	-22	-20,9
				24	49,4	25,2	53,2
Якутск	62	990	С	-30	-29,7	-38	-38,1
				23	48,1	28,6	52,3
Ялта	44	1010	С	-45	-45,2	-55	-55,2
				26,3	61,1	30,5	64,5
Ярославль	56	990	Н	1	8	-6	-2,5
				21,6	49,8	25,8	52,7
				-16	-14,2	-31	-30,6

## 1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции  $R_0$  представляет собой сумму термического сопротивления при теплообмене между воздухом помещения и внутренней поверхностью ограждающей конструкции  $R_{в}$ , термического сопротивления собственно ограждающей конструкции  $R_k$  и термического сопротивления при теплообмене между внешней поверхностью ограждающей конструкции и наружным воздухом  $R_{н}$ :

$$R_0 = R_{в} + R_k + R_{н}. \quad (1.5)$$

При температуре воздуха внутри помещения большей, чем температура наружного воздуха,  $R_{в}$  — сопротивление тепловосприятию, а  $R_{н}$  — сопротивление теплоотдаче; при температуре воздуха внутри помещения меньшей, чем температура наружного воздуха, — наоборот.

Таблиц 1.6. Значения термического сопротивления  $R_{н}$  для зимних условий

Ограждающие конструкции	$R_{н}$ , м <sup>2</sup> · К/Вт
Наружные стены, покрытия, перекрытия над проездами и над холодными без ограждающих стенок подпольями в Северной строительной-климатической зоне	0,043
Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом, перекрытия над холодными с ограждающими стенками подпольями и холодными этажами в Северной строительной-климатической зоне	0,057
Перекрытия чердачные и над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами в стенах	0,086
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенных выше уровня земли, и над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенными ниже уровня земли	0,172

(1-й ряд — для летнего периода, зимнего)		В	Расчетная скорость ветра, м/с	Средняя температура, °С		Максимальная амплитуда суточных колебаний температуры в июле, °С	Период со средней температурой $t \leq 8^\circ\text{C}$		Продолжительность периода со средней температурой $t \leq 10^\circ\text{C}$ , сут
Температура, °С	Энтальпия кДж/кг			наиболее холодных суток	за июль		Средняя температура, °С	Продолжительность, сут	
42	64,5	5	—	—39	20,2	25,3	—8,7	215	228
—52	—52,3	7,7	—	—35	18,6	—	—5,4	217	—
38	69,9	—	—	—35	18,8	20,1	—7,1	216	236
—44	—44,4	3,2	—	—35	18,8	20,1	—7,1	216	236
39	75,8	3,2	—	—35	18,8	20,1	—7,1	216	236
—45	—45,2	4,5	—	—35	18,8	20,1	—7,1	216	236
39	70,3	3,5	—	—27	19,4	18,2	—1,7	191	—
—34	—33,9	4,2	—	—27	19,4	18,2	—1,7	191	—
41	69,9	1	—	—41	18,8	25,3	—11,6	240	258
—49	—49,4	3,9	—	—41	18,8	25,3	—11,6	240	258
38	61,1	1	—	—58	18,7	26,4	—19,5	254	268
—64	—64,5	2,6	—	—58	18,7	26,4	—19,5	254	268
39	71,2	2,4	—	—8	23,7	16,9	5,2	126	157
—15	—13	4,4	—	—8	23,7	16,9	5,2	126	157
36	71,2	3,7	—	—35	17,2	—	—4,5	222	—
—46	—46	4,4	—	—35	17,2	—	—4,5	222	—

Для потолков с выступающими ребрами при отношении высоты ребра к расстоянию между гранями соседних ребер, превышающем 0,3,  $R_{в.п} = 0,132 \text{ м}^2 \times \times \text{К/Вт}$ , для других ограждающих конструкций  $R_{в.п} = 0,115 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ . Значения  $R_{в.п}$  для зимних условий принимаются согласно табл. 1.6, а для летних — определяются по формуле

$$R_{в.п} = 0,172 / (1 + 2\sqrt{v}), \quad (1.6)$$

где  $v$  — минимальная из средних скоростей ветра, м/с, по румбам за июль, повторяемость которых не ниже 16% (см. табл. 1.5); если  $v < 1 \text{ м/с}$ , в формулу (1.6) подставляется значение  $v = 1 \text{ м/с}$ .

Термическое сопротивление собственно ограждающей конструкции в том случае, когда она состоит из последовательно расположенных однородных слоев, определяется по формуле

$$R_{к} = \sum_{i=1}^m R_i + R_{в.п}, \quad (1.7)$$

где  $R_i$  и  $m$  — то же, что и в формуле (1.2);  $R_{в.п}$  — термическое сопротивление замкнутой воздушной прослойки (табл. 1.7).

В случае оклейки одной или обеих поверхностей воздушной прослойки алюминиевой фольгой ее термическое сопротивление удваивается. При расчете по формуле (1.7) термическое сопротивление слоев ограждающей конструкции, расположенных между воздушной прослойкой, вентилируемой наружным воздухом, и наружной поверхностью ограждающей конструкции, не учитывается.

Сопротивление теплопередаче наружных панельных стен жилых зданий допускается определять по формуле

$$R_0 = R_0^{усл} r, \quad (1.8)$$

где  $R_0^{усл}$  — сопротивление теплопередаче панельных стен без учета теплопроводных включений,  $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ ;  $r$  — коэффициент, учитывающий влияние стыков, обрамляющих ребер и других теплопроводных включений, принимаемый на основании расчета температурного поля или экспериментально.

Таблица 17. Термическое сопротивление замкнутых воздушных прослоек  $R_{в.п}$

Толщина воздушной прослойки, м	Значение $R_{в.п}$ , м <sup>2</sup> К/Вт, воздушной прослойки			
	горизонтальной для потока тепла снизу вверх и вертикальной		горизонтальной для потока тепла сверху вниз	
	При температуре воздуха в прослойке			
	положительной	отрицательной	положительной	отрицательной
0,01	0,13	0,15	0,14	0,15
0,02	0,14	0,15	0,15	0,19
0,03	0,14	0,16	0,16	0,21
0,05	0,14	0,17	0,17	0,22
0,1	0,15	0,18	0,18	0,23
0,15	0,15	0,18	0,19	0,24
0,2—0,3	0,15	0,19	0,19	0,24

Для неоднородной ограждающей конструкции в уравнение (1.5) вместо  $R_k$  подставляют приведенное термическое сопротивление ограждающей конструкции  $R_k^{пр}$ , которое для плоской ограждающей конструкции определяется по формуле

$$R_k^{пр} = (R_a + 2R_6)/3. \quad (1.9)$$

Для вычисления  $R_a$  ограждающую конструкцию условно разрезают на участки плоскостями, параллельными направлению теплового потока, так чтобы в пределах каждого участка термическое сопротивление ограждающей конструкции было одинаковым:

$$R_a = \frac{\sum_{j=1}^p F_j}{\sum_{j=1}^p \frac{F_j}{R_{kj}}}, \quad (1.10)$$

где  $F_j$  — площадь  $j$ -го участка, м<sup>2</sup>;  $R_{kj}$  — термическое сопротивление  $j$ -го участка, определяемое по формуле (1.7), м<sup>2</sup> · К/Вт;  $p$  — число участков.

Для вычисления  $R_6$  ограждающую конструкцию условно разрезают на слои плоскостями, перпендикулярными к направлению теплового потока:

$$R_6 = \sum_{i=1}^n R_{ki}, \quad (1.11)$$

где  $n$  — число слоев;  $R_{ki}$  — термическое сопротивление  $i$ -го слоя, м<sup>2</sup> · К/Вт.

Для однородного слоя  $R_{ki}$  определяется по формуле (1.3). Значение  $R_{ki}$  неоднородного слоя определяют, разбивая этот слой плоскостями, параллельными направлению теплового потока, на ряд участков с одинаковым в пределах каждого участка термическим сопротивлением:

$$R_{ki} = \frac{\sum_{j=1}^p F_{jt}}{\sum_{j=1}^p \frac{F_{jt}}{R_{kjt}}}, \quad (1.12)$$

где  $F_{ji}$  — площадь  $j$ -го участка  $i$ -го слоя,  $m^2$ ;  $R_{кji}$  — термическое сопротивление  $i$ -го слоя в пределах  $j$ -го участка,  $m^2 \cdot K/Вт$ .

Формула (1.9) применима при  $\frac{R_a}{R_6} \leq 1,25$ . В противном случае приведенное термическое сопротивление ограждающей конструкции находят путем расчета температурного поля и определения средних температур поверхностей ограждающей конструкции.

Тепловая инерция неоднородной ограждающей конструкции определяется по формуле (1.2). При этом для слоя ограждающей конструкции, состоящего из ряда участков с толщиной, равной толщине слоя, но выполненных из различных материалов,  $R_{ид}$  определяется по формуле (1.12), а  $S_i$  находится как средневзвешенная величина по формуле [35]

$$S_i = \frac{\sum_{j=1}^p S_{ij} F_{ji}}{\sum_{j=1}^p F_{ji}}, \quad (1.13)$$

где все обозначения те же, что и в формуле (1.12).

При наличии в ограждающих конструкциях сложных элементов (углов, откосов оконных проемов, стыков внутреннего и наружного ограждений) возможно увеличение теплопотерь и понижение температуры внутренней поверхности ограждений в пределах этих участков [30].

Увеличение теплопотерь в данном случае характеризуется фактором формы  $f$ , показывающим, во сколько раз теплопотери через участок поверхности с шириной, равной удвоенной условной толщине ограждения, больше, чем через участок поверхности гладки ограждения, имеющей ту же ширину. Условная толщина ограждения  $d_{усл}$  принимается равной  $\lambda R_0$ . Для наружного угла фактор формы равен 0,68 по наружному обмеру ограждений и 1,18 — по внутреннему. Для откоса оконного проема  $f = 1,5$  при условной толщине ограждения  $2\lambda R_0$ , где  $R_0$  — сопротивление теплопередаче внутренней части ограждения до оси заполнения оконного проема. Для стыка внутреннего и наружного ограждений фактор формы равен 0,95 по наружному обмеру ограждения и 1,2 — по внутреннему (в одну сторону от оси стыка). Для теплопроводных включений (диафрагма, сквозной шов из раствора, стык панелей, жесткие связи стен облегченной кладки и др.) фактор формы в одну сторону от оси включения определяется по формуле

$$f_{вкл} = 1 + \frac{a}{4\lambda} \left( \frac{1}{R_{т вкл}} - \frac{1}{R_0} \right), \quad (1.14)$$

где  $a$  — ширина включения,  $m$ ;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности теплоизоляционного материала основной конструкции,  $Вт/(м \cdot K)$ ;  $R_{т вкл}$  и  $R_0$  — термическое сопротивление теплопередаче, рассчитанное по сечению соответственно теплопроводного включения и основной конструкции,  $m^2 \cdot K/Вт$ .

Для расчета теплопотерь через сложные ограждения используется приведенное термическое сопротивление теплопередаче,  $m^2 \cdot K/Вт$ ,

$$R_{о.пр} = R_0 \frac{F}{F + 2\sum d_{усл i} (f_i - 1) l_i}, \quad (1.15)$$

где  $R_0$  — термическое сопротивление теплопередаче по гладки ограждения,  $m^2 \cdot K/Вт$ ;  $F$  — площадь ограждения по внутреннему или внешнему обмеру,  $m^2$ ;  $d_{усл i}$ ,  $l_i$  — соответственно условная толщина и протяженность  $i$ -го элемента конструкции с двумерным температурным полем,  $m$ ;  $f_i$  — фактор формы  $i$ -го элемента конструкции, принимаемый в соответствии с порядком обмера площади ограждения.

Т а б л и ц а 18 Сопротивление теплопередаче заполнений световых проемов  $R_0$ 

Заполнение светового проема	$R_0$ , м <sup>2</sup> К/Вт
Однiрное остекление в деревянных переплетах	0,17
То же, в металлических	0,15
Двойное остекление в деревянных спаренных переплетах	0,34
То же, в металлических	0,31
Двойное остекление в деревянных отдельных переплетах	0,38
То же, в металлических	0,34
Двойное остекление витрин в металлических отдельных переплетах	0,31
Тройное остекление в деревянных переплетах (спаренный и одинарный)	0,52
То же, в металлических	0,48
Блоки стеклянные пустотелые размерами 194 × 194 × 98 мм при ширине швов 6 мм	0,31
То же, размерами 244 × 244 × 98 мм при ширине швов 6 мм	0,33
Профильное стекло швеллерного сечения	0,16
То же, коробчатого	0,34
Органическое стекло однiрное	0,19
То же, двойное	0,36
То же, тройное	0,52
Двухслойные стеклопакеты в деревянных переплетах	0,34
То же, в металлических	0,31
Двухслойные стеклопакеты и однiрное остекление в отдельных деревянных переплетах	0,52
То же, в металлических	0,48

Для сложных конструкций необходим расчет температурного поля методом конечных разностей или электротепловой аналогии [3].

Фактические значения сопротивлений теплопередаче для различных видов заполнения световых проемов приведены в табл. 1.8.

### 1.3. ВЫБОР ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ПО ТЕПЛОЗАЩИТНЫМ СВОЙСТВАМ

Ограждающие конструкции проектируют с таким расчетом, чтобы обеспечивалась минимизация приведенных затрат, учитывающих как затраты на строительство, так и затраты на отопление помещений в зимний период. Оптимальному варианту соответствует экономически целесообразное сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций  $R_{0}^{ЭК}$ . В то же время сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций должно быть не меньше произведения термического сопротивления теплопередаче, требуемого по санитарно-гигиеническим нормативам  $R_{0}^{ТР}$ , и повышающего коэффициента  $m$  (табл. 1.9, 1.10).

Сопротивление теплопередаче внутренних ограждающих конструкций определяют только в том случае, когда разность температур внутреннего воздуха в помещениях, разделяемых этими конструкциями, превышает 10° С. Требуемое по санитарно-гигиеническим нормативам сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций, за исключением заполнений световых проемов (окон, балконных дверей и фонарей), ищадют из выражения

$$R_{0}^{ТР} = \frac{n(t_{в} - t_{н})}{\Delta t^{п}} R_{в}, \quad (1.16)$$

где  $n$  — коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности ограждающих конструкций (табл. 1.11);  $\Delta t^{п}$  — нормативный температурный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции, °С (табл. 1.12);  $R_{в}$  — то же, что и в формуле (1.5);  $t_{н}$  принимается по табл. 1.5 с учетом табл. 1.1.

Для дверей (кроме балконных) и ворот требуемое сопротивление теплопередаче принимается равным 60% требуемого сопротивления теплопередаче стен,

Таблица 1.9. Значения коэффициента повышения сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций  $m$  жилых зданий

Конструкции наружных стен зданий	Наружные стены	Покрытия и чердачные перекрытия
Из кирпича и однослойных легкогобетонных панелей и блоков	1,1	1
Из автоклавного ячеистого бетона	1,3	1
Из трехслойных панелей с эффективным утеплителем и керамзитобетонными ребрами	1,3	1
Из трехслойных панелей с эффективным утеплителем и гибкими связями	1,5	1
Многослойные на основе древесины, асбестоцемента и других листовых материалов с эффективным утеплителем для одно- и двухэтажных зданий	2	1,3
То же, для многоэтажных зданий	1,5	1
Из местных материалов при многослойных чердачных перекрытиях (для малоэтажных зданий)	1,1	1,3

Примечание. Для перекрытий над проездами, подвалами и подпольями  $m = 1$ .

Таблица 1.10. Значения коэффициента повышения сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций  $m$  общественных зданий

Ограждающие конструкции зданий	$m$
Стены наружные:	
из однослойных легкогобетонных панелей	1,1
из однослойных панелей из ячеистых бетонов	1,3
из трехслойных панелей с эффективным утеплителем и керамзитобетонными ребрами	1,3
из трехслойных железобетонных панелей с эффективным утеплителем и гибкими связями	1,5
из многослойных панелей на основе древесины, асбестоцемента и других листовых материалов с эффективными утеплителями для малоэтажных (одно-двухэтажных) зданий	2
то же, для многоэтажных зданий	1,5
из металлических панелей из алюминиевых сплавов типа «Саидвич» и др. с утеплителем из пенополиуретана	2
то же, при полистовой сборке с утеплителем из минеральной ваты	1,5
из кирпича, легкогобетонных, ячеистобетонных блоков и местных материалов	1,1
Бесчердачные крыши (покрытия)	
по железобетонным плитам с утеплителем из легких и ячеистых бетонов	1,3
то же, с утеплителем из минеральной ваты	1,5
то же, с насыпным утеплителем	1,3
по профилированному металлическому настилу с утеплителем из пенополистирола	2
то же, с утеплителем из минеральной ваты	1,5

Таблица 1.11. Значения коэффициента  $n$  для различных ограждающих конструкций

Ограждающие конструкции	$n$
Наружные стены и покрытия, перекрытия чердачные (с кровлей из штучных материалов) и над проездами, перекрытия над холодными без ограждающих стен подпольями в Северной строительной-климатической зоне	1
Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом, перекрытия чердачные (с кровлей из рулонных материалов); перекрытия над холодными с ограждающими стенками подпольями и холодными этажами в Северной строительной-климатической зоне	0,9
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами в стенах	0,75
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенные выше уровня земли	0,6
Перекрытия над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенными ниже уровня земли	0,4

Таблица 1.12 Нормативный температурный перепад  $\Delta t^{\text{п}}$  для различных ограждающих конструкций

Здания и помещения	$\Delta t^{\text{п}}$ , °С, для		
	наружных стен	покрытий и чердачных перекрытий	перекрытий над проездами, подвалами и подпольями
1 Здания жилые, больничных учреждений (больниц, клиник, стационаров и госпиталей), родильных домов, домов ребенка, домов-интернатов для престарелых и инвалидов; спальные корпуса общеобразовательных детских школ; здания детских садов, яслей, яслей-садов (комбинатов), детских домов и детских приемников-распределителей	6	4	2
2 Здания диспансеров и амбулаторно-поликлинических учреждений, учебные здания общеобразовательных детских школ	6	4,5	2,5
3. Общественные здания, кроме указанных в пп. 1 и 2, за исключением помещений с влажным или мокрым режимом	7	5,5	2,5
4 Помещения общественных зданий с влажным или мокрым режимом, если: не допускается конденсация влаги на внутренней поверхности стен и потолков не допускается конденсация влаги на внутренней поверхности только потолков	$t_{\text{в}} - t_{\text{р}}$ 7	0,8 ( $t_{\text{в}} - t_{\text{р}}$ ) 0,9 ( $t_{\text{в}} - t_{\text{р}}$ )	2,5 2,5

Примечания. 1 Значения нормативного температурного перепада для перекрытий над проездами, подвалами и подпольями в помещениях общественных зданий с влажным или мокрым режимом не нормируются, если эксплуатация этих помещений не связана с постоянным пребыванием в них людей, а также при температуре поверхности пола выше 23° С. 2.  $t_{\text{р}}$  — температура точки росы, °С, при расчетной температуре и относительной влажности внутреннего воздуха

определяемого по уравнению (1.16) при расчетной температуре наружного воздуха, равной средней температуре наиболее холодной пятидневки.

В табл. 1.13 приведены нормативные данные по величине требуемого сопротивления теплопередаче для заполненных световых проемов (окон, балконных дверей и фонарей).

Рекомендации ЦНИИЭПЖилища по конструкции заполнения световых проемов наружных стен жилых зданий с высотой этажа 2,8 м (с учетом воздухопроницаемости) представлены в табл. 1.14. При невозможности изготовления на месте и экономической нецелесообразности доставки из других районов заполнений световых проемов с тройным остеклением временно, до 1983 г., допускается применение заполнений с двойным остеклением для районов с разностью температуры внутреннего воздуха и средней температуры наиболее холодной пятидневки до  $-56^{\circ}$  С.

Низшая температура внутренней поверхности ограждающей конструкции должна быть не ниже температуры точки росы. При этом расчетная зимняя температура наружного воздуха принимается в соответствии с табл. 1.1. При определении точки росы относительная влажность внутреннего воздуха для зданий жилых, больничных учреждений, диспансеров, амбулаторно-поликлинических учреждений, родильных домов, домов-интернатов для престарелых и инвалидов, общеобразовательных детских школ, детских садов, яслей, яслей-садов

Таблица 1.13. Требуемое сопротивление теплопередаче заполнений световых проемов  $R_0^{TP}$

Здания и помещения	Разность температуры внутреннего воздуха и средней температуры наиболее холодной пятидневки, °С	$R_0^{TP}$ , м <sup>2</sup> К/Вт	
		окон и бал-конных дверей	зенитных фонарей
1. Здания жилые, больничных учреждений (больниц, клиник, стационаров и госпиталей), диспансеров, амбулаторно-поликлинических учреждений, родильных домов, домов ребенка, домов-интернатов для престарелых и инвалидов, общеобразовательных детских школ, детских садов, яслей, яслей-садов (комбинатов), детских домов и детских приемников-распределителей	До 25	0,17	0,16
	Свыше 25 до 44	0,34	0,31
	Свыше 44 до 49	0,38	0,31
2. Общественные здания, кроме указанных в п. 1, за исключением помещений с влажным или мокрым режимом	До 30	0,16	0,16
	Свыше 30 до 49	0,31	0,31
3. Помещения общественных зданий с влажным или мокрым режимом	Свыше 49	0,48	0,31
	До 30	0,16	0,16
	Свыше 30	0,31	0,16

Таблица 1.14. Рекомендации по конструкции заполнения световых проемов наружных стен жилых зданий [12]

Число этажей в здании	Средняя температура наиболее холодной пятидневки, °С										
	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-55
При расчетной скорости ветра 5 м/с											
16	O1	C1	P1	P2	P2	P2	T2	T2	T3	T3	T3
12	O1	C1	C1	P1	P2	P2	T2	T2	T2	T2	T2
9	O1	C1	C1	C1	C1	P1	T1	T2	T2	T2	T2
5	O1	C1	C1	C1	C1	P1	T1	T1	T1	T1	T1
При расчетной скорости ветра 8 м/с											
16	P2	P2	P2	P2	T2	T2	T3	T3	T3	T3	T3
12	P1	P1	P2	P2	P2	P2	T2	T2	T3	T3	T3
9	O1	P1	P1	P2	P2	P2	T2	T2	T2	T2	T2
5	O1	C1	C1	C1	P1	P1	T1	T2	T2	T2	T2

Примечание. О — одинарное остекление; С — двойное остекление в спаренных переплетах; Р — двойное остекление в отдельных переплетах. Т — тройное остекление  
цифры — количество уплотненных притворов в заполнении.

Таблица 1.15. Значения коэффициента  $\eta$  для схем 1—4

Схема теплопроводных включений по рис. 1.1	Значение $\eta$ при $a/b$								
	0,02	0,06	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,5
1	0,12	0,24	0,38	0,55	0,74	0,83	0,87	0,9	0,95
2	0,07	0,15	0,26	0,42	0,62	0,73	0,81	0,85	0,94
3	0,25	0,5	0,96	1,26	1,27	1,21	1,16	1,1	1
4	0,04	0,1	0,17	0,32	0,5	0,62	0,71	0,77	0,89



Таблица 1.16. Значения коэффициента  $\eta$  для схемы Б

$\delta_B/\delta$	Значение $\eta$ при $a/\delta$							
	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18
0,5	0,011	0,025	0,044	0,071	0,102	0,136	0,17	0,205
0,25	0,006	0,014	0,025	0,04	0,054	0,074	0,092	0,112

(комбинатов) и детских домов принимается 55%, а для прочих общественных зданий — 50%.

Температура внутренней поверхности ограждающей конструкции без теплопроводного включения определяется по формуле

$$\tau_B = t_B - \frac{R_B}{R_0} (t_B - t_H), \quad (1.17)$$

где  $R_0$  находится по формуле (1.5), а  $R_B$  имеет указанные для формулы (1.5) значения.

Наиболее низкая температура внутренней поверхности в углу вычисляется по приближенной формуле

$$\tau_X = \tau_B - 0,18 (t_B - t_H) (1 - 0,23R_0). \quad (1.18)$$

При наличии теплопроводных включений (диафрагма, сквозной шов из раствора, стык панелей, жесткие связи стен облегченной кладки и др.) низшая температура внутренней поверхности ограждающей конструкции определяется по формуле

$$\tau'_B = t_B - \frac{R_B}{R_0^{усл}} \left[ 1 + \eta \left( \frac{R_0^{усл}}{R_0'} - 1 \right) \right] (t_B - t_H), \quad (1.19)$$

где  $R_0'$  и  $R_0^{усл}$  — сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции соответственно в местах теплопроводных включений и вне этих мест, определяемые по формуле (1.5),  $m^2 \cdot K/Вт$ .

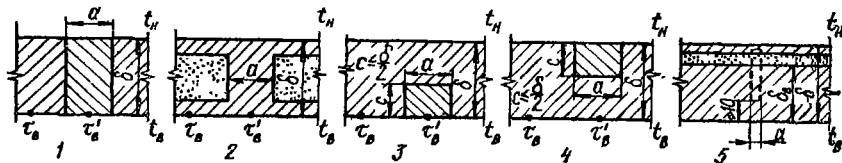


Рис. 1.1. Схемы теплопроводных включений в ограждающих конструкциях.

Значение коэффициента  $\eta$  в формуле (1.19) зависит от размеров и расположения теплопроводных включений. Схемы теплопроводных включений в ограждающих конструкциях приведены на рис. 1.1, а значения  $\eta$  — в табл. 1.15 и 1.16, где промежуточные значения находятся интерполяцией. При  $\frac{a}{\delta} > 1,5$  для схем 1—4 вместо формулы (1.19) используется уравнение (1.17).

Низшая температура внутренней поверхности неоднородной ограждающей конструкции в местах теплопроводных включений, не приведенных на рис. 1.1, а также в местах сопряжения с другими конструкциями определяется на основании расчета температурного поля фрагмента конструкции.

Экономическое целесообразное сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции  $R_0^{ЭК}$  должно быть не меньше произведения  $R_0^{TP} m$ , где  $R_0^{TP}$  определя-

ется по формуле (1.16), а  $m$  принимается по табл. 1.9 или 1.10. Значение  $R_0^{\text{ЭН}}$  устанавливается путем сравнения различных вариантов по величине приведенных затрат, руб./м<sup>2</sup>, определяемой по формуле

$$P = C + 3,6 \cdot 10^{-6} \frac{(t_v - t_{\text{от.пер}}) Z_{\text{от.пер}} m C_T t_T}{R_0 E_n}, \quad (1.20)$$

где  $C$  — себестоимость строительно-монтажных работ в расчете на 1 м<sup>2</sup> ограждающей конструкции без учета накладных расходов и плановых накоплений, определяемая по действующим для конкретного района нормативам, а при разработке типовых проектов — для условий, установленных действующими инструкциями, руб./м<sup>2</sup>;  $t_{\text{от.пер}}$  — средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °С;  $Z_{\text{от.пер}}$  — продолжительность отопительного периода, ч/год;  $m$  — коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла за счет инфильтрации наружного воздуха и принимаемый равным 1,05;  $C_T$  — стоимость тепловой энергии, руб./ГДж;  $t_T$  — коэффициент, учитывающий перспективное изменение стоимости тепловой энергии (для помещений общественных зданий с влажным и мокрым режимом  $t_T = 1$ ; для прочих жилых и общественных зданий  $t_T = 1,3$ );  $E_n$  — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, принимаемый равным 0,08 год<sup>-1</sup>.

При проектировании зданий лечебно-профилактических учреждений, детских дошкольных учреждений, домов-интернатов для престарелых и инвалидов, общеобразовательных школ, школ-интернатов и детских домов в формулах (1.20) и (1.21)  $Z_{\text{от.пер}}$  — продолжительность периода с температурой наружного воздуха не выше 10° С, для прочих жилых и общественных зданий — продолжительность периода с температурой наружного воздуха не выше 8° С (см. табл. 1.5).

При наличии теплоизолирующего слоя (утеплителя) предварительное значение его толщины, м, определяется по формуле

$$\delta_{\text{ут}} = 1,9 \cdot 10^{-3} \lambda_{\text{ут}} \sqrt{\frac{n_{\text{ут}} (t_v - t_{\text{от.пер}}) Z_{\text{от.пер}} m C_T t_T}{E_n \lambda_{\text{ут}} C_{\text{ут}}}}, \quad (1.21)$$

где  $\lambda_{\text{ут}}$  — расчетный коэффициент теплопроводности теплоизоляционного слоя, Вт/(м · К);  $n_{\text{ут}} = 0,85$  — ориентировочное значение отношения термического сопротивления теплоизоляционного слоя к сопротивлению теплопередаче ограждающей конструкции;  $C_{\text{ут}}$  — стоимость материала теплоизоляционного слоя, руб./м<sup>3</sup>.

Главой СНиП II-Л. 1—71\* «Жилые здания» в жилых зданиях высотой 9 и более этажей, как правило, предусматривается устройство теплого чердака. Чердачное пространство крыши используется в этом случае как сборная вентиляционная камера статического давления для всех вентиляционных каналов жилых помещений, воздух из которой удаляется через общую вытяжную шахту [22]. Конструктивные особенности теплых чердаков описаны в главе 4.

Устройство теплого чердака позволяет уменьшить теплопотери через перекрытие между верхним этажом и чердачным пространством.

Крыша с теплым чердаком состоит из покрытия, наружных стен и чердачного перекрытия. Покрытие выполняется, как правило, с утеплением, перекрытие — без него. Толщина и материал наружных стен чердака, как правило, принимаются такими же, как и наружных стен здания, толщина утеплителя в покрытии определяется расчетом. Вытяжная шахта, соединяющая объем теплого чердака с наружным воздухом, может выполняться с зонтом для защиты от осадков и без зонта с водосборным поддоном. В первом случае сопротивление теплопередаче стен шахты должно составлять не менее 60% расчетного сопротивления теплопередаче покрытия, во втором случае оно не нормируется.

Конечной целью теплотехнического расчета теплого чердака является выбор конструкции покрытия и определение величины тепловых потерь через

перекрытие между верхним этажом и теплым чердаком. Действительное сопротивление теплопередаче покрытия теплого чердака должно обеспечивать невыпадение конденсата на внутренней поверхности покрытия и на внутренней поверхности стен в угловой зоне, наиболее удаленной от вентиляционного блока. Для этого температура соответствующей поверхности должна быть не ниже минимально допустимой температуры внутренней поверхности ограждения  $t_{\text{доп}}$ , принимаемой по табл. 1.17 в зависимости от расчетной температуры наружного воздуха (по параметрам Б).

Поскольку коэффициенты термического сопротивления при теплообмене между воздухом и внутренней поверхностью ограждающих конструкций зависят от температуры, расчет выполняется путем последовательного приближения в следующем порядке [27].

1. Определяется расход воздуха, кг/ч, поступающего на одну секцию теплого чердака:

$$G = m [G_{\text{кв}} + 17(v - 5) - 2,4(t_{\text{нБ}} - 5)], \quad (1.22)$$

где  $m$  — число квартир здания, соответствующих одной чердачной секции;  $G_{\text{кв}}$  — нормативный расход воздуха, кг/ч, на одну квартиру;  $v$  — расчетная скорость ветра, м/с;  $t_{\text{нБ}}$  — расчетная температура наружного воздуха по параметрам Б, °С.

Таблица 1.17. Значения минимально допустимой температуры внутренней поверхности ограждения  $t_{\text{доп}}$

$t_{\text{нБ}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{доп}}, ^\circ\text{C}$
-10	4,3
-20	1,5
-30	0
-40	-1

Примечание. Промежуточные значения допускается определять линейной интерполяцией

2. Определяется удельное тепловыделение трубопроводов, размещаемых на теплом чердаке, в расчете на  $1 \text{ м}^2$  площади чердака, Вт/м<sup>2</sup>:

$$q_{\text{т}} = 0,77n, \quad (1.23)$$

где  $n$  — число этажей здания.

3. С использованием приближенного значения термического сопротивления при теплообмене между воздухом и внутренней поверхностью ограждений  $R_{\text{в}} = 0,115 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$  определяются значения термических сопротивлений теплопередаче.

для перекрытия между верхним этажом здания и теплым чердаком

$$R^{\text{пер}} = 0,23 + R_{\text{к}}^{\text{пер}}; \quad (1.24)$$

для покрытия теплого чердака (с учетом табл. 1.6)

$$R^{\text{пок}} = 0,158 + R_{\text{к}}^{\text{пок}} + R_{\text{с}}; \quad (1.25)$$

для наружной стены теплого чердака (с учетом табл. 1.6)

$$R^{\text{ст}} = 0,158 + R_{\text{к}}^{\text{ст}}, \quad (1.26)$$

где  $R_{\text{к}}^{\text{пер}}$ ,  $R_{\text{к}}^{\text{пок}}$  и  $R_{\text{к}}^{\text{ст}}$  — термическое сопротивление собственно ограждающих конструкций соответственно перекрытия, покрытия и стен, м<sup>2</sup> · К/Вт;  $R_{\text{с}}$  — расчетное термическое сопротивление снежного покрова, принимаемое равным  $0,086 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ .

Рекомендуемое значение термического сопротивления теплопередаче перекрытия между верхним этажом и теплым чердаком  $R^{\text{пер}}$  зависит от этажности здания: 9-этажного здания — 0,32, 12-этажного — 0,28, 16-этажного —  $0,25 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ .

Теплотехнические свойства материалов определяются из условия, что влажностный режим помещения теплого чердака сухой.

4. Определяется усредненное значение температуры воздуха в теплом чердаке:

$$t_{\text{чер}} = \frac{\left(0,278cG + \frac{F^{\text{пер}}}{R^{\text{пер}}}\right) t_{\text{вен}} + \left(\frac{F^{\text{пок}}}{R^{\text{пок}}} + \frac{F^{\text{ст}}}{R^{\text{ст}}}\right) t_{\text{нБ}} + q_{\text{т}} F^{\text{пер}}}{0,278cG + \frac{F^{\text{пер}}}{R^{\text{пер}}} + \frac{F^{\text{пок}}}{R^{\text{пок}}} + \frac{F^{\text{ст}}}{R^{\text{ст}}}}, \quad (1.27)$$

где  $c$  — теплоемкость воздуха, принимаемая равной  $1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $t_{\text{вен}}$  — температура воздуха, поступающего на теплый чердак, равная температуре воздуха под потолком помещений и принимаемая на  $1^\circ\text{C}$  выше расчетной температуры воздуха жилых комнат,  $^\circ\text{C}$ ;  $F^{\text{пер}}$ ,  $F^{\text{пок}}$  и  $F^{\text{ст}}$  — площадь соответственно перекрытия между верхним этажом и теплым чердаком, покрытия и наружных стен теплового чердака,  $\text{м}^2$  (для предварительных расчетов допускается принимать  $F^{\text{ст}} = 0,4F^{\text{пок}}$ ).

5. Определяется минимальная расчетная температура воздуха, т. е. температура воздуха в угловой зоне наружных стен:

$$t_{\text{чер}}^{\text{мин}} = t_{\text{вен}} - 3,54 (t_{\text{вен}} - t_{\text{чер}}) \frac{r}{\sqrt{F^{\text{пок}}}}, \quad (1.28)$$

где  $r$  — максимальное удаление угловой зоны наружных стен от ближайшего вентиляционного блока,  $\text{м}$ .

6. Определяются приближенные (для  $R_{\text{в}} = 0,115 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ) значения температуры внутренней поверхности [ограждающих конструкций теплового чердака: для перекрытия между верхним этажом здания и теплым чердаком

$$t_{\text{пр}}^{\text{пер}} = t_{\text{чер}} + \frac{0,115}{R^{\text{пер}}} (t_{\text{вен}} - t_{\text{чер}}); \quad (1.29)$$

для покрытия теплового чердака

$$t_{\text{пр}}^{\text{пок}} = t_{\text{чер}} - \frac{0,115}{R^{\text{пок}}} (t_{\text{чер}} - t_{\text{нБ}}); \quad (1.30)$$

для наружной стены теплового чердака

$$t_{\text{пр}}^{\text{ст}} = t_{\text{чер}}^{\text{мин}} - \frac{0,115}{R^{\text{ст}}} (t_{\text{чер}}^{\text{мин}} - t_{\text{нБ}}), \quad (1.31)$$

а также среднеарифметическое значение температур внутренней поверхности перекрытия и покрытия:

$$t_{\text{ср}}^{\text{пов}} = 0,5 (t_{\text{пр}}^{\text{пер}} + t_{\text{пр}}^{\text{пок}}). \quad (1.32)$$

7. Определяются уточненные значения термических сопротивлений при теплообмене между воздухом и внутренней поверхностью ограждений теплового чердака:

для перекрытия между верхним этажом здания и теплым чердаком

$$R_{\text{в}}^{\text{пер}} = \frac{1}{2,44 (t_{\text{пр}}^{\text{пер}} - t_{\text{чер}})^{0,33} + 0,046 (90 + t_{\text{ср}}^{\text{пов}})}; \quad (1.33)$$

для покрытия теплового чердака

$$R_{\text{в}}^{\text{пок}} = \frac{1}{0,173 (6,6 + n) (t_{\text{чер}} - t_{\text{пр}}^{\text{пок}})^{0,33} + 0,046 (90 + t_{\text{ср}}^{\text{пов}})}; \quad (1.34)$$

для наружной стены теплового чердака

$$R_{\text{в}}^{\text{ст}} = \frac{1}{1,86 (t_{\text{чер}}^{\text{мин}} - t_{\text{пр}}^{\text{ст}})^{0,33} + 0,015 (177 + t_{\text{ср}}^{\text{пов}} + t_{\text{пр}}^{\text{ст}}) \frac{t_{\text{ср}}^{\text{пов}} - t_{\text{пр}}^{\text{ст}}}{t_{\text{чер}}^{\text{мин}} - t_{\text{пр}}^{\text{ст}}}}. \quad (1.35)$$

8. Определяются уточненные значения температуры внутренней поверхности перекрытия

$$t_{\text{пер}} = t_{\text{чер}} + \frac{R_{\text{в}}^{\text{пер}}}{R_{\text{пер}}^{\text{пер}}} (t_{\text{вен}} - t_{\text{чер}}) \quad (1.36)$$

и покрытия

$$t_{\text{пок}} = t_{\text{чер}} - \frac{R_{\text{в}}^{\text{пок}}}{R_{\text{пок}}^{\text{пок}}} (t_{\text{чер}} - t_{\text{нБ}}). \quad (1.37)$$

9. Определяется минимальная температура внутренней поверхности стен в угловой зоне

$$t_{\text{мин}}^{\text{ст}} = t_{\text{пр}}^{\text{ст}} - 0,004 \left( 42,5 - \frac{R_{\text{ст}}^{\text{ст}}}{R_{\text{в}}^{\text{ст}}} \right) (t_{\text{чер}}^{\text{мин}} - t_{\text{нБ}}) \quad (1.38)$$

и покрытия

$$t_{\text{мин}}^{\text{пок}} = t_{\text{чер}}^{\text{мин}} - \frac{R_{\text{в}}^{\text{пок}}}{R_{\text{пок}}^{\text{пок}}} (t_{\text{чер}}^{\text{мин}} - t_{\text{нБ}}). \quad (1.39)$$

Как  $t_{\text{мин}}^{\text{ст}}$ , так и  $t_{\text{мин}}^{\text{пок}}$  должны быть не ниже  $t_{\text{доп}}$ , принимаемой по табл. 1.17. В противном случае термическое сопротивление ограждающих конструкций необходимо соответственно увеличить.

10. Определяется усредненный удельный тепловой поток через перекрытие, Вт/м<sup>2</sup>:

$$q = \frac{t_{\text{вен}} - t_{\text{чер}}}{R_{\text{ут}}^{\text{пер}}}, \quad (1.40)$$

где  $R_{\text{ут}}^{\text{пер}}$  — уточненное значение термического сопротивления перекрытия, определяемое по формуле

$$R_{\text{ут}}^{\text{пер}} = 0,115 + R_{\text{в}}^{\text{пер}} + R_{\text{в}}^{\text{пер}}, \quad (1.41)$$

где  $R_{\text{к}}^{\text{пер}}$  — то же, что и в формуле (1.24), а  $R_{\text{в}}^{\text{пер}}$  определяется по формуле (1.33).

11. С целью оценки экономической эффективности устройства теплового чердака и выбора оптимальной конструкции покрытия определяется уменьшение нормируемых теплопотерь здания в расчете на 1 м<sup>2</sup> общей площади жилого дома, Вт/м<sup>2</sup>:

$$\Delta q_{\text{р}} = K_0 (q_{\text{норм}} - q), \quad (1.42)$$

где  $q_{\text{норм}}$  — нормируемое главой СНиП II-Л.1-71\* значение теплопотерь через ограждающие конструкции жилых зданий, принимаемое равным 35 Вт/м<sup>2</sup>;  $K_0$  — коэффициент приведения площади чердачного перекрытия к общей площади жилого дома, составляющий для 9-этажных домов — 0,16, 12-этажных — 0,12 и 16-этажных — 0,09.

Оптимальный вариант находится по минимуму приведенных затрат с учетом стоимости тепловой энергии и элементов ограждающих конструкций.

## 1.4. ПРОВЕРКА ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ НА ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ.

### ПРОВЕРКА ТЕПЛОУСВОЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ПОЛОВ

В районах со среднемесячной температурой июля 21° С и выше для зданий жилых, больничных учреждений (больниц, клиник, стационаров и госпиталей), диспансеров, амбулаторно-поликлинических учреждений, родильных домов, домов ребенка, домов-интернатов для престарелых и инвалидов, детских садов, яслей, яслей-садов (комбинатов) и детских домов ограждающие конструкции с тепловой инерцией наружных стен менее 4 и покрытий менее 5 должны иметь такую теплоустойчивость, при которой амплитуда колебаний температуры их

Таблица 1.18. Значения коэффициента поглощения солнечной радиации материалом наружной поверхности ограждающей конструкции  $\rho$

Материал наружной поверхности	$\rho$	Материал наружной поверхности	$\rho$
Алюминий	0,5	Руберойд с песчаной посыпкой	0,9
Асбестоцементные листы	0,65	Сталь листовая, окрашенная	
Асфальтобетон	0,9	краской	
Бетоны	0,7	белой	0,45
Дерево неокрашенное	0,6	темно-красной	0,8
Защитный слой рулонной кровли		зеленой	0,6
из светлого гравия	0,65	Сталь кровельная оцинкованная	0,65
Кирпич глиняный красный	0,7	Стекло облицовочное	0,7
Кирпич силикатный	0,6	Штукатурка известковая темно-серая или терракотовая	0,7
Облицовка природным камнем белым	0,45	Штукатурка цементная:	
Окраска силикатная темно-серая	0,7	светло-голубая	0,3
Окраска известковая белая	0,3	темно-зеленая	0,6
Плитка облицовочная:		кремовая	0,4
керамическая	0,8		
белая или палевая	0,45		
стеклянная синяя	0,6		

Таблица 1.19. Максимальные и средние значения суммарной солнечной радиации, Вт/м<sup>2</sup>

Географическая широта, °с. ш.	Вертикальная поверхность		Горизонтальная поверхность		Географическая широта, °с. ш.	Вертикальная поверхность		Горизонтальная поверхность	
	$I_{\max}$	$I_{\text{ср}}$	$I_{\max}$	$I_{\text{ср}}$		$I_{\max}$	$I_{\text{ср}}$	$I_{\max}$	$I_{\text{ср}}$
38	722	163	942	338	54	789	200	837	329
40	740	169	928	333	56	786	202	816	327
42	748	174	914	334	58	785	205	795	324
44	756	179	893	330	60	780	207	768	320
46	752	181	879	329	62	778	209	740	314
48	764	185	865	328	64	798	215	719	319
50	776	187	858	328	66	806	228	705	326
52	782	193	851	329	68	812	233	698	331

внутренней поверхности  $A_{\tau_B}$ , °С, не превышает требуемую  $A_{\tau_B}^{\text{ТР}}$ , °С:

$$A_{\tau_B} = \frac{1}{\nu} [0,5 A_{t_H} + R_n \rho (I_{\max} - I_{\text{ср}})]; \quad (1.43)$$

$$A_{\tau_B}^{\text{ТР}} = 2,5 - 0,1 (t_H - 21), \quad (1.44)$$

где  $\nu$  — величина затухания амплитуды колебаний температуры наружного воздуха в ограждающей конструкции, °С;  $A_{t_H}$  — максимальная амплитуда суточных колебаний температуры наружного воздуха в июле (см. табл. 1.5), °С;  $\rho$  — коэффициент поглощения солнечной радиации материалом наружной поверхности ограждающей конструкции (табл. 1.18);  $I_{\max}$  и  $I_{\text{ср}}$  — соответственно максимальное и среднее значения суммарной (прямой и рассеянной) солнечной радиации, принимаемые для наружных стен как для вертикальных поверхностей западной ориентации, а для покрытий — как для горизонтальной поверхности (табл. 1.19);  $R_n$  определяется по формуле (1.6).

Величина затухания амплитуды колебаний температуры наружного воздуха в ограждающей конструкции зависит от тепловой инерции ограждающей конструкции  $D$  и может вычисляться по следующим формулам:

при  $D < 1,5$

$$\nu = R_0/R_B, \quad (1.45)$$

где  $R_0$  определяется по формуле (1.5), а  $R_v$  имеет те же значения, что и в формуле (1.5);

при  $D \geq 1,5$

$$v = \varepsilon^D \left( 0,83 + 3,5 \frac{R_K}{D} \right) \left( 0,85 + 0,15 \frac{S_{ут}}{S_n} \right) \left( 1 + 0,5 R_{в.п} \frac{D}{R_K} \right), \quad (1.46)$$

где  $S_{ут}$  и  $S_n$  — расчетные коэффициенты теплоусвоения материала соответственно теплоизоляционного и наружного (отделочного или конструктивного) слоя (см. табл. 1.2), Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $R_{в.п}$  и  $R_K$  — то же, что и в формуле (1.7).

В случае однослойной конструкции принимается  $S_{ут} = S_n$ , при отсутствии воздушных прослоек  $R_{в.п} = 0$ .

Для окон и фонарей жилых и общественных зданий в районах со средней температурой июля 21° С и выше следует предусматривать солнцезащитные устройства с коэффициентом теплопропускания (отношением количества тепла, проходящего через световой проем с солнцезащитным устройством, к количеству тепла, проходящего через этот же световой проем без солнцезащитного устройства) не выше 0,2.

Т а б л и ц а 1.20. Коэффициенты теплопропускания  $\beta_{с.з}$  солнцезащитных устройств

Солнцезащитные устройства	$\beta_{с.з}$
<b>Наружные</b>	
Штора или маркиза из светлой ткани	0,15
То же, из темной	0,2
Ставня-жалюзи с деревянными пластинами	0,1/0,15
Штора-жалюзи с металлическими пластинами	0,15/0,2
<b>Межстекольные (непроветриваемые)</b>	
Штора-жалюзи с металлическими пластинами	0,3/0,35
Штора из светлой ткани	0,25
То же, из темной	0,4
<b>Внутренние</b>	
Штора-жалюзи с металлическими пластинами	0,6/0,7
Штора из светлой ткани	0,4
То же из темной	0,8

В табл. 1.20 приведены данные по коэффициентам теплопропускания солнцезащитных устройств. В числителе даны коэффициенты для солнцезащитных устройств с пластинами под углом 45°, в знаменателе — под углом 90° к плоскости проема. Коэффициенты теплопропускания межстекольных солнцезащитных устройств с проветриваемым межстекольным пространством следует принимать в два раза меньше.

Для обеспечения необходимых комфортных условий нормируется показатель теплоусвоения поверхности пола. Исключением являются полы помещений общественных зданий, эксплуатация которых не связана с постоянным пребыванием в них людей (залы музеев и выставок, фойе театров, кино и т. п.), а также полы, имеющие температуру поверхности выше 23° С.

Показатель теплоусвоения поверхности пола  $Y_n$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К), определяется по следующим формулам:

если первый (верхний) слой конструкции пола имеет тепловую инерцию,  $D_1 = R_1 S_1 \geq 0,5$ , то

$$Y_n = 2S_1; \quad (1.47)$$

если  $D_1 = R_1 S_1 < 0,5$ , а тепловая инерция двух первых слоев  $D_1 + D_2 = R_1 S_1 + R_2 S_2 \geq 0,5$ , то

$$Y_n = \frac{2R_1 S_1^2 + S_2}{0,5 + R_1 S_2}; \quad (1.48)$$

если  $D_1 + D_2 = R_1 S_1 + R_2 S_2 < 0,5$ , а тепловая инерция трех первых слоев  $D_1 + D_2 + D_3 = R_1 S_1 + R_2 S_2 + R_3 S_3 \geq 0,5$ , то

$$Y_{\Pi} = \frac{4R_1 S_1^2 (0,5 + R_2 S_3) + 2R_2 S_2^2 + S_3}{0,5 + R_2 S_3 + R_1 (2R_2 S_2^2 + S_3)} \quad (1.49)$$

В формулах (1.47) — (1.49)  $R_i$ , где  $i$  — порядковый номер слоя, определяется по формуле (1.3), а  $S_i$  принимается по табл. 1.2 во всех случаях для жилых и общественных зданий при условиях эксплуатации А.

Определенный по формулам (1.47)—(1.49) показатель теплоусвоения поверхности пола для зданий жилых, больничных учреждений (больниц, клиник, стационаров и госпиталей), диспансеров, амбулаторно-поликлинических учреждений, родильных домов и домов ребенка, домов-интернатов для престарелых и инвалидов, детских садов, яслей-садов (комбинатов), детских домов и детских приемников-распределителей не должен превышать  $11,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а для прочих общественных зданий —  $13,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

## 1.5. ПРОВЕРКА ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ НА ВОЗДУХОПРОНИЦАЕМОСТЬ

Нормативная воздухопроницаемость ограждающих конструкций  $G^H$  для наружных стен, перекрытий и покрытий жилых и общественных зданий составляет  $0,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ , для входных дверей в квартиры —  $1,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ , для окон и балконных дверей жилых и общественных зданий —  $10 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ .

Этим определяется величина требуемого сопротивления воздухопроницанию  $R_{и.к}^{ТР}$ , которая вычисляется по следующему формулам:

для ограждающих конструкций зданий, за исключением заполнений световых премов — окон и балконных дверей,  $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}/\text{кг}$ ,

$$R_{и.к}^{ТР} = \Delta p / G^H; \quad (1.50)$$

для окон и балконных дверей,  $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}^{2/3}/\text{кг}$ ,

$$R_{и.п}^{ТР} = (\Delta p)^{2/3} / G^H. \quad (1.51)$$

В формулах (1.50) и (1.51)  $\Delta p$  — разность давлений воздуха на наружной и внутренней поверхности ограждающих конструкций, Па, определяемая по формуле

$$\Delta p = 1,9 \cdot 10^8 \left( \frac{H + 0,055v^2}{273 + t_{вБ}} - \frac{H}{273 + t_{в}} \right), \quad (1.52)$$

где  $H$  — высота здания (от поверхности земли до верха карниза), м;  $t_{в}$  — температура воздуха внутри помещения, °С;  $t_{вБ}$  — средняя температура наиболее холодной пятидневки, °С;  $v$  — максимальная из средних скоростей ветра по румбам за январь, повторяемость которых не менее 16% (см. табл. 1.5), м/с.

Согласно СНиП II-3-79, для типовых проектов в климатических подрайонах Б и Г принимается  $v = 8 \text{ м}/\text{с}$ , а в остальных климатических подрайонах —  $5 \text{ м}/\text{с}$ .

Фактическое сопротивление воздухопроницанию должно быть не меньше требуемого, определяемого по формуле (1.50) или (1.51). Для многослойной ограждающей конструкции сопротивление воздухопроницанию определяется по формуле

$$R_{и.к} = \sum_{i=1}^n R_{и.кi}, \quad (1.53)$$

где  $R_{и.кi}$  — фактическое сопротивление воздухопроницанию  $i$ -го слоя,  $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}/\text{кг}$  (табл. 1.21);  $n$  — число слоев.



Т а б л и ц а 1.21. Сопротивление воздухопроницанию материалов и конструкций

Материалы и конструкции	Толщина слоя, мм	Сопротивление воздухопроницанию $R_{н.к.}$ м <sup>2</sup> ·ч·Па/кг
Бетон сплошной (без швов)	100	19 600
Газосиликат сплошной (без швов)	140	20,6
Известняк-ракушечник	500	5,9
Картон строительный (без швов)	1,3	64
Кирпичная кладка из сплошного кирпича на цементно-песчаном растворе толщиной в один кирпич и более	≥250	17,6
То же, толщиной в полкирпича	120	2
Кирпичная кладка из сплошного кирпича на цементно-шлаковом растворе толщиной в один кирпич и более	≥250	8,8
То же, толщиной в полкирпича	120	1
Кладка из кирпича керамического пустотного на цементно-песчаном растворе толщиной в полкирпича	—	2
Кладка из легобетонных камней на цементно-песчаном растворе	400	12,7
То же, на цементно-шлаковом растворе	400	1
Листы асбестоцементные с заделкой швов	6	196
Обои бумажные обычные	—	19,6
Обшивка из обрезных досок, соединенных впритык или вчетверть	20—25	0,1
То же, соединенных вшпунт	20—25	1,5
Обшивка из досок двойная с прокладкой между обшивками строительной бумаги	50	98
Обшивка из фибролита или из древесно-волоконистых бесцементных мягких плит с заделкой швов	15—70	2,5
То же, без заделки швов	15—70	0,5
Обшивка на жестких древесноволокнистых листов с заделкой швов	10	33
Обшивка из гипсовой сухой штукатурки с заделкой швов	10	19,6
Пенобетон автоклавный (без швов)	100	1960
Пенобетон неавтоклавный	100	196
Пенополистирол	50—100	78
Пеностекло сплошное (без швов)	120	Воздухо- непроницаемо
Плиты минераловатные жесткие	50	2
Руберойд	1,5	Воздухо- непроницаем
Толь	1,5	490
Фанера клееная (без швов)	3—4	2940
Шлакобетон сплошной (без швов)	100	13,7
Штукатурка цементно-песчаная по каменной или кирпичной кладке	15	372
То же, известковая	15	142
Штукатурка известково-гипсовая по дереву (по дроби)	20	16,7

Т а б л и ц а 1.22. Сопротивление воздухопроницанию заполнений световых проемов с деревянными переплетами и уплотнением прокладками из пенополиуретана

Заполнение светового проема	Количество уплотненных притворов заполнения	Сопротивление воздухопроницанию $R_{н.п.}$ м <sup>2</sup> ·ч·Па <sup>2/3</sup> /кг
Однарибое остекление или двойное остекление в спаренных переплетах	1	1,19
Двойное остекление в отдельных переплетах	1	1,33
	2	1,74
Тройное остекление в одинарном и спаренном переплетах	1	1,37
	2	2,02
	3	2,56

Воздухопроницаемость слоев стен и покрытий, расположенных между воздушной прослойкой, вентилируемой наружным воздухом, и наружной поверхностью ограждающей конструкции, не учитывается. Для кладки из кирпича и камней с расшивкой швов на наружной поверхности сопротивление воздухопроницанию увеличивается на  $19,6 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}/\text{кг}$  по сравнению со значениями, приведенными в табл. 1.21. Сопротивление воздухопроницанию воздушных прослоек и слоев из сыпучих, рыхлых и волокнистых материалов принимается равным нулю.

Фактическое сопротивление воздухопроницанию заполнений световых проемов с деревянными переплетами и уплотнением прокладками из пенополиуретана приведено в табл. 1.22.

Для заполнений световых проемов с металлическими переплетами значение сопротивления воздухопроницанию, приведенное в табл. 1.22, умножается на 1,1, а для балконных дверей—на 0,8. Для заполнений окон без открывающихся створок независимо от вида остекления, количества и материала переплетов сопротивление воздухопроницанию следует принимать  $4,6 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}^{2/3}/\text{кг}$ , а для зенитных фонарей с уплотненными сопряжениями элементов— $2,3 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}^{2/3}/\text{кг}$ .

## 1.6. ПРОВЕРКА ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ НА ПАРПРОНИЦАЕМОСТЬ

Во избежание накопления влаги в ограждающей конструкции нормируется ее сопротивление паропроницанию  $R_{пн}$ ,  $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{гПа}/\text{г}$ , в пределах от внутренней поверхности до плоскости возможной конденсации. Оно не должно быть меньше наибольшего из следующих требуемых сопротивлений паропроницанию  $R_{пн}^{\text{ТР}}$ :

из условия недопустимости накопления влаги в ограждающей конструкции за годовой период эксплуатации

$$R_{пн}^{\text{ТР}} = \frac{(e_{в} - E) R_{пн}}{E - e_{н}}; \quad (1.54)$$

из условия ограничения накопления влаги в ограждающей конструкции за период с отрицательными среднемесячными температурами наружного воздуха

$$R_{пн}^{\text{ТР}} = \frac{(e_{в} - E_{о}) n_{о} R_{пн}}{(E_{о} - e_{н,о}) n_{о} + 0,42 \gamma_{о} \delta_{\omega} \Delta \omega_{ср} R_{пн}}, \quad (1.55)$$

где  $E$  — упругость водяного пара в плоскости возможной конденсации, гПа, усредненная за годовой период эксплуатации и определяемая по формуле

$$E = \frac{1}{12} (E_1 Z_1 + E_2 Z_2 + E_3 Z_3); \quad (1.56)$$

$e_{в}$ ,  $e_{н}$  и  $e_{н,о}$  — упругость водяного пара, гПа, соответственно внутреннего воздуха при его расчетной температуре и влажности и наружного воздуха (средняя за годовой период и средняя за период, включающий месяцы с отрицательными среднемесячными температурами), причем  $e_{в}$  принимается не ниже, чем средняя упругость водяного пара наружного воздуха за летний период;  $R_{пн}$  — сопротивление паропроницанию части ограждающей конструкции, расположенной между ее наружной поверхностью и плоскостью возможной конденсации,  $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{гПа}/\text{г}$ ;  $Z_1$ ,  $Z_2$  и  $Z_3$  — число месяцев со среднемесячной температурой наружного воздуха соответственно ниже  $-5^{\circ}\text{C}$  (зимний период), от  $-5$  до  $+5^{\circ}\text{C}$  (весенне-осенний период) и выше  $+5^{\circ}\text{C}$  (летний период);  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $E_3$  и  $E_{о}$  — упругость насыщенного водяного пара, гПа, при температуре в плоскости возможной конденсации, определяемой при средней температуре наружного воздуха соответственно зимнего, весенне-осеннего, летнего периода и периода,

включающего месяцы с отрицательными среднемесячными температурами, причем при определении  $E_3$  температура в плоскости возможной конденсации принимается не ниже средней температуры наружного воздуха летнего периода;  $n_0$  — суммарное число суток в месяцах с отрицательной среднемесячной температурой;  $\gamma_0$  — плотность материала увлажняемого слоя, принимаемая по табл. 1.2, кг/м<sup>3</sup>;  $\delta_{\omega}$  — толщина увлажняемого слоя ограждающей конструкции, принимаемая равной  $\frac{2}{3}$  толщины однослойной стены или толщине теплоизоляционного слоя многослойной конструкции, м;  $\Delta\omega_{\text{ср}}$  — предельно допустимое приращение расчетной массовой влажности материала увлажняемого слоя за период влагонакопления, % (табл. 1.23).

Т а б л и ц а 1.23. Предельно допустимое приращение расчетной массовой влажности материала за период влагонакопления  $\Delta\omega_{\text{ср}}$

Материал ограждающей конструкции	$\Delta\omega_{\text{ср}}$ , %
Кладка из глиняного кирпича и керамических блоков	1,5
Кладка из силикатного кирпича	2
Легкие бетоны на пористых заполнителях (керамзитобетон, шунгзитобетон, перлитобетон, пемзобетон и др.)	5
Ячеистые бетоны (газобетон, пенобетон, газосиликат и др.)	6
Пеногазостекло	1,5
Фибролит цементный	7,5
Минераловатные плиты и маты	3
Пенополистирол и пенополиуретан	25
Теплоизоляционные засыпки из керамзита, шунгзита и шлака	3
Тяжелые бетоны	2

Упругость водяного пара внутреннего и наружного воздуха находится из выражения

$$e = 0,01e_{\text{макс}}\varphi, \quad (1.57)$$

где  $e_{\text{макс}}$  — упругость насыщенного водяного пара, гПа (табл. 1.24);  $\varphi$  — относительная влажность воздуха, %.

Т а б л и ц а 1.24. Упругость насыщенного водяного пара  $e_{\text{макс}}$ , гПа, при различной температуре  $t$ , °С

$t$	$e_{\text{макс}}$	$t$	$e_{\text{макс}}$	$t$	$e_{\text{макс}}$	$t$	$e_{\text{макс}}$	$t$	$e_{\text{макс}}$
-20	1,253	-5	4,213	9	11,432	23	28,093	37	62,76
-19	1,353	-4	4,491	10	12,28	24	29,84	38	66,253
-18	1,468	-3	4,859	11	13,12	25	31,68	39	69,92
-17	1,609	-2	5,255	12	14,027	26	33,613	40	73,76
-16	1,744	-1	5,684	13	14,963	27	35,653	41	77,787
-15	1,867	0	6,107	14	15,984	28	37,8	42	82
-14	2,065	1	6,587	15	17,053	29	40,053	43	86,4
-13	2,24	2	7,069	16	18,173	30	42,427	44	91,013
-12	2,441	3	7,583	17	19,373	31	44,933	45	95,84
-11	2,647	4	8,129	18	20,64	32	47,547	46	100,867
-10	2,853	5	8,712	19	21,973	33	50,307	47	106,213
-9	3,023	6	9,331	20	23,373	34	51,867	48	111,6
-8	3,273	7	9,989	21	24,867	35	56,24	49	117,36
-7	3,544	8	10,689	22	26,44	36	59,413	50	123,347
-6	3,835								

Значения расчетной относительной влажности и продолжительности отдельных периодов принимаются согласно СНиП II-A.6-72.

Плоскость возможной конденсации в однослойной ограждающей конструкции располагается на расстоянии, равном  $\frac{2}{3}$  толщины конструкции от ее внут-

ренной поверхности, а в многослойной конструкции совпадает с наружной поверхностью теплоизоляционного слоя.

Температура в плоскости возможной конденсации определяется по следующим формулам:

для однослойной ограждающей конструкции

$$\tau_{\text{п}} = t_{\text{в}} - \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{R_{\text{о}}} \left( R_{\text{в}} + \frac{2\delta}{3\lambda} \right); \quad (1.58)$$

для многослойной ограждающей конструкции

$$\tau_{\text{п}} = t_{\text{в}} - \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{R_{\text{о}}} \left( R_{\text{в}} + \sum_{i=1}^k \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right), \quad (1.59)$$

где  $t_{\text{в}}$  и  $t_{\text{н}}$  — температура воздуха соответственно внутри помещения и наружного (средняя за рассматриваемый период), °С;  $R_{\text{о}}$  и  $R_{\text{в}}$  — то же, что и в формуле (1.5);  $\delta$  и  $\lambda$  — толщина, м, и коэффициент теплопроводности, Вт/(м · К), однослойной ограждающей конструкции;  $\delta_i$  и  $\lambda_i$  — то же, для  $i$ -го слоя многослойной ограждающей конструкции, считая от внутренней поверхности;  $k$  — порядковый номер слоя, являющегося теплоизоляционным.

Сопrotивление паропрооницанию  $R_{\text{п.н}}$  части ограждающей конструкции, расположенной между ее наружной поверхностью и плоскостью возможной конденсации, определяется по формулам:

для однослойной ограждающей конструкции

$$R_{\text{п.н}} = \frac{1}{3} \cdot \frac{\delta}{\mu}; \quad (1.60)$$

для многослойной ограждающей конструкции

$$R_{\text{п.н}} = \sum_{i=k+1}^m \frac{\delta_i}{\mu_i}, \quad (1.61)$$

где  $\mu$  и  $\mu_i$  — расчетный коэффициент паропрооницаемости материала, г/(м · ч × Па), соответственно однослойной ограждающей конструкции и  $i$ -го слоя многослойной ограждающей конструкции, считая от внутренней поверхности (см. табл. 1.2);  $m$  — число слоев многослойной ограждающей конструкции; прочие обозначения те же, что и в формулах (1.58) и (1.59).

Сопrotивление паропрооницанию воздушных прослоек принимается равным нулю.

Для чердачного перекрытия или части конструкции вентилируемого покрытия, расположенной между внутренней поверхностью покрытия и воздушной прослойкой, в зданиях со скатами кровли шириной до 24 м требуемое сопротивление паропрооницанию определяется по формуле

$$R_{\text{п}}^{\text{тп}} = 1,2 (e_{\text{в}} - e_{\text{н.о}}), \quad (1.62)$$

где  $e_{\text{в}}$  и  $e_{\text{н.о}}$  — то же, что и в формулах (1.54) и (1.55).

Сопrotивление паропрооницанию слоя ограждающей конструкции находится из выражения

$$R_{\text{п}} = \delta/\mu. \quad (1.63)$$

Сопrotивление паропрооницанию ограждающей конструкции в пределах от внутренней поверхности ограждающей конструкции до плоскости возможной конденсации определяется по формулам:

для однослойной ограждающей конструкции

$$R_{\text{п}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\delta}{\mu}; \quad (1.64)$$

для многослойной ограждающей конструкции

$$R_{\Pi} = \sum_{i=1}^k \frac{\delta_i}{\mu_i}, \quad (1.65)$$

где все обозначения те же, что и в формулах (1.60) и (1.61).

Значение  $R_{\Pi}$ , определенное по формуле (1.64) или (1.65), должно быть не меньше значений  $R_{\Pi}^{TP}$ , определяемых по формулам (1.54) и (1.55), а для чердачного перекрытия или части конструкции вентилируемого покрытия — по формуле (1.62).

Сопротивление паропрооницанию листовых материалов и тонких слоев пароизоляции принимается по табл. 1.25.

Т а б л и ц а 1.25. Сопротивление паропрооницанию листовых материалов и тонких слоев пароизоляции

Материал	Толщина слоя, мм	Сопротивление паропрооницанию $R_{\Pi}$ , м <sup>2</sup> · ч · гПа/г
Картон обыкновенный	1,3	0,16
Листы асбестоцементные	6	2,67
Листы гипсовые обшивочные (сухая штукатурка)	10	1,2
Листы древесноволокнистые жесткие	10	1,07
То же, мягкие	12,5	0,53
Окраска горячим битумом за один раз	2	2,67
То же, за два раза	4	4,8
Окраска масляная за два раза с предварительной шпатлевкой и грунтовкой	—	6,4
Окраска эмалевой краской	—	4,8
Покрытие ивальной мастикой за один раз	2	6
Покрытие битумно-кукерсольной мастикой за один раз	1	6,4
То же, за два раза	2	10,8
Пергамин кровельный	0,4	3,33
Полиэтиленовая пленка	0,16	73,3
Руберойд	1,5	11,07
Толь кровельный	1,9	4
Фанера клееная трехслойная	3	2,27

Не требуется определять сопротивление паропрооницанию однослойных наружных стен помещений с сухим или нормальным режимом и двухслойных наружных стен с сухим или нормальным режимом, если внутренний слой имеет сопротивление паропрооницанию  $R_{\Pi}$ , определенное по формуле (1.63), более  $16 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{гПа/г}$ .

В помещениях с влажным и мокрым режимами предусматривается пароизоляция теплоизолирующих уплотнителей сопряжений элементов ограждающих конструкций со стороны помещения. В местах таких сопряжений сопротивление паропрооницанию проверяется из условия ограничения накопления влаги в сопряжениях за период с отрицательными среднемесячными температурами наружного воздуха на основании расчета температурного и влажностного полей.

В покрытиях зданий с влажным или мокрым режимом для защиты теплоизоляционного слоя от увлажнения предусматривается пароизоляция ниже теплоизоляционного слоя, сопротивление паропрооницанию которой учитывается при определении сопротивления паропрооницанию покрытия по формуле (1.65).

## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

### 2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

#### 2.1.1. ОЦЕНКА ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗДАНИЙ

Удельный расход тепла на отопление  $1 \text{ м}^2$  общей площади является показателем тепловой эффективности зданий, которая обеспечивается соблюдением требований к теплозащитным свойствам ограждающих конструкций, проектными решениями архитектурно-строительной части зданий, систем отопления и вентиляции, способом регулирования подачи тепла, качеством выполнения строительно-монтажных работ и техническим уровнем эксплуатации зданий и систем теплоснабжения.

В табл. 2.1 и 2.2 приведены установленные Госгражданстроем СССР контрольные показатели удельного расхода тепла на отопление общественных и жилых зданий (новое строительство).

Исследования ЦНИИЭПЖилища [21] позволили выявить влияние различных параметров жилых зданий на величину удельного расхода тепла (табл. 2.3—2.6). За базовые варианты приняты 5- и 9-этажные дома протяженностью соответственно 60 и 100 м, шириной 11 м, удельным периметром (отношением периметра наружных стен к общей площади этажа)  $0,24 \text{ м/м}^2$  и проемностью (отношением площади световых проемов к площади наружных стен) 24% (освещенность 1 : 5,5). Итоговое изменение удельного расхода тепла по отношению к варианту с базовыми параметрами определяется суммированием приведенных в табл. 2.3—2.6 показателей. Удельный расход тепла уменьшается с ростом протяженности и ширины здания, а также снижением удельного периметра и проемности.

В табл. 2.7 приведены усредненные данные по взаимосвязи между проемностью зданий и освещенностью помещений (отношением площади световых проемов к освещенной площади).

Уплотнение оконных притворов пенополиуретановыми прокладками обеспечивает наилучшие по сравнению с другими видами уплотнения показатели в части снижения удельного расхода тепла (табл. 2.8, где за 100% принят удельный расход тепла при применении пенополиуретановых прокладок).

При сопоставлении тепловой эффективности различных объемно-планировочных и конструктивных решений жилых зданий расчетная тепловая нагрузка системы отопления  $Q_o$ , Вт, подсчитывается по следующей упрощенной формуле для здания в целом:

$$Q_o = 1,1 \left( Q_T + \sum_{i=1}^N Q_{вi}^ж + \sum_{i=1}^N Q_{вi}^к - Q_{вн} \right), \quad (2.1)$$

где  $Q_T$  — основные (трансмиссионные) потери тепла через ограждающие конструкции, Вт;  $Q_{вi}^ж$ ,  $Q_{вi}^к$  — расход тепла на нагрев наружного воздуха, поступающего соответственно в жилые комнаты и кухни  $i$ -го этажа, Вт;  $N$  — число этажей;  $Q_{вн}$  — внутренние (бытовые) тепловыделения, Вт.

Основные потери тепла через ограждающие конструкции для всего здания определяются в данном случае по формуле

$$Q_T = mF_a + 1,08 (t_{в} - t_{нв}) \left( \frac{F_c - F_o - F_{6,д}}{R_o} + \frac{F_o + F_{6,д}}{R_o} + \frac{F_d}{R_{д}} A \right), \quad (2.2)$$

Таблица 2.1. Контрольные показатели удельного расхода тепла на отопление общественных зданий

Здания	Удельный расход тепла, Вт на 1 м <sup>2</sup> общей площади, при числе этажей					
	1	2	3	4	5 и более	сметанном
Главные корпуса многопрофильных больниц, детских больниц, родильных домов, онкологических и туберкулезных диспансеров	—	105	87	81	76	—
Поликлиники	—	87	70	64	64	—
Спальные корпуса санаториев и пансионатов, дома и базы отдыха, турбазы	—	105	87	81	76	—
Спортивные здания, учебные мастерские	—	—	—	—	—	140
Детские ясли-сады, общеобразовательные школы, техникумы, профтехучилища (кроме мастерских)	—	110	93	90	87	—
Клубы и кинотеатры	—	—	—	—	—	116
Конструкторские и проектные организации, учреждения управления	—	122	99	93	93	—
Гостиницы и предприятия бытового обслуживания населения	—	134	110	105	99	—
Предприятия торговли	93	70	—	—	—	—
Предприятия общественного питания	105	81	—	—	—	—

Таблица 2.2. Контрольные показатели удельного расхода тепла на отопление жилых зданий [21]

Этажность здания	Удельный расход тепла, Вт на 1 м <sup>2</sup> общей площади, при расчетной температуре наружного воздуха, °С										
	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-55
1	149	155	160	205	213	230	244	237	—	—	—
2	122	128	135	147	155	160	170	166	—	—	—
4	70	76	83	88	97	109	120	114	—	—	—
5	65	70	77	79	86	88	98	95	109	115	122
9	60	65	72	74	81	83	93	88	93	98	105
12	—	—	—	71	77	80	90	86	—	—	—
16	—	—	—	77	85	86	98	92	—	—	—

Таблица 2.3. Изменение удельного расхода тепла при изменении протяженности жилого здания на 10 м [21]

Этажность здания	Протяженность здания, м	Изменение расхода, %, при расчетной температуре наружного воздуха, °С			Этажность здания	Протяженность здания, м	Изменение расхода, %, при расчетной температуре наружного воздуха, °С		
		-20	-30	-40			-20	-30	-40
5	15—30	10,5	10	9,5	9	25—50	4,4	4	3,6
	30—60	3	2,7	2,3		50—100	2	1,8	1,6
	60—100	1,05	0,9	0,8		100—150	0,45	0,35	0,3
	100—140	0,45	0,4	0,35		150—200	0,2	0,15	0,1

Таблица 2.4. Изменение удельного расхода тепла при изменении ширины жилого здания на 1 м [21]

Этажность здания	Ширина здания, м	Изменение расхода, %, при расчетной температуре наружного воздуха, °С			Этажность здания	Ширина здания, м	Изменение расхода, %, при расчетной температуре наружного воздуха, °С		
		-20	-30	-40			-20	-30	-40
5	10—12	4	3,5	3,2	9	11—13	4	3,5	3,2
	12—14	2,9	2,4	2,3		13—15	2,9	2,4	2,3
	14—16	1,8	1,7	1,5		15—18	2,1	1,7	1,6

Таблица 2.5. Изменение удельного расхода тепла при изменении удельного периметра наружных стен жилого здания на 0,01 м/м² [21]

Этажность здания	Изменение расхода, %, при расчетной температуре наружного воздуха, °С		
	-20	-30	-40
5			
9	1,25	1,5	1,75

Таблица 2.6. Изменение удельного расхода тепла при изменении проемности жилого здания на 1% [21]

Этажность здания	Проемность здания, %	Изменение расхода, %, при расчетной температуре наружного воздуха, °С			Этажность здания	Проемность здания, %	Изменение расхода, %, при расчетной температуре наружного воздуха, °С		
		-20	-30	-40			-20	-30	-40
5	26—33	0,47	0,54	0,44	9	26—33	0,77	0,83	0,7
	19—26	0,66	0,86	0,66		19—26	0,87	0,95	0,79
	12—19	0,59	0,77	0,7		12—19	0,8	0,86	0,73

где  $F_z$  — площадь застройки, м²;  $t_v$  — температура воздуха внутри жилого здания, принимаемая в данном случае 18° С;  $t_{нв}$  — расчетная температура наружного воздуха по параметрам Б, принимаемая по табл. 1.5, °С;  $F_c$  — площадь наружных стен здания, включая площадь окон и балконных дверей, м²;  $F_o$ ,  $F_{б.д}$  и  $F_d$  — площадь соответственно окон, балконных дверей и входных дверей, м²;  $R_c$ ,  $R_o$  и  $R_d$  — сопротивление теплопередаче соответственно стен, окон и дверей, м² · К/Вт;  $m$  и  $A$  — коэффициенты.

Коэффициент  $m$  для зданий без теплого чердака равен 52, а для зданий с теплым чердаком — 35.

При определении  $F_c$  высота здания берется до пересечения внутренней поверхности наружной стены с верхней плоскостью покрытия, если чердак отсутствует, или до верха утеплителя в чердачном перекрытии, а для здания с теплым чердаком без утеплителя в перекрытии — до верха перекрытия над последним этажом.



Таблица 2.7. Взаимосвязь между проемностью зданий брутто и освещенностью помещений [12]

Проемность, %	Освещенность	Проемность, %	Освещенность	Проемность, %	Освещенность
33	1:4	22	1:6	15	1 9
26	1:5	19	1:7	13	1 10
24	1:5,5	17	1:8	12	1 11

Таблица 2.8. Зависимость удельного расхода тепла от типа прокладок в притворах окон, % [21]

Расчетная температура наружного воздуха, °С	Сопротивление теплопередаче стены, м²·К/Вт	5-этажные дома				9-этажные дома			
		Пенополиуретан	Губчатая резина	Полуперстачной шпур	Без прокладок	Пенополиуретан	Губчатая резина	Полуперстачной шпур	Без прокладок
-20	0,73	100	103,5	110,9	196,8	100	105,3	114,3	213
	0,87	100	103,8	111,8	204,9	100	105,9	115,7	224,3
	1,02	100	104	112,6	214,5	100	106,3	116,9	234
	1,16	100	104,2	113,2	217	100	106,7	117,9	242,3
-30	0,92	100	102,3	105,7	148,7	100	102,7	108,6	158,4
	1,10	100	102,5	106,1	152,2	100	103	109,3	163,4
	1,28	100	102,7	106,4	155,5	100	103,1	109,9	167,6
	1,47	100	102,8	106,7	157,4	100	103,3	110,4	171,2
-40	1,15	100	102,3	103,9	135,9	100	102,7	104,5	145,1
	1,38	100	102,4	104,1	138,3	100	102,9	104,9	148,6
	1,61	100	102,5	104,3	140,2	100	103,1	105,2	151,5
	1,83	100	102,6	104,5	141,7	100	103,2	105,4	153,9

Коэффициент  $A$  определяется по следующим формулам: для зданий с задымляемой лестничной клеткой

$$A = (1 + 0,8N) n_{л}; \quad (2.3)$$

для зданий с незадымляемой лестничной клеткой

$$A = (0,4N^2 + 0,4N + 1) n_{лс}, \quad (2.4)$$

где  $N$  — количество этажей;  $n_{л}$  — количество лестнично-лифтовых узлов;  $c$  — коэффициент, принимаемый для неотапливаемой лестничной клетки равным 1, а для отапливаемой — 2.

Расход тепла на нагрев наружного воздуха, поступающего в жилые комнаты  $i$ -го этажа, определяется по приближенным зависимостям, полученным при следующих допущениях: площадь окон и балконных дверей жилых комнат равна 75% площади окон и балконных дверей всего здания; планировка каждого этажа одинакова; инфильтрация воздуха через наружные стены не учитывается.

Тогда расход тепла на нагрев наружного воздуха, поступающего в жилые комнаты,  $Q_{вн}^{жк}$ , равняется наибольшей из следующих двух величин:

расхода тепла на нагрев наружного воздуха, поступающего за счет ветрового и гравитационного напора,

$$Q_{вн}^{жк} = 0,75 \frac{F_o + 1,25F_{б.д}}{N} k_{д.о} (t_{в} - t_{нБ}) \quad (2,5)$$

и расхода на нагрев наружного воздуха, поступающего в нормируемом для жилых помещений объеме,

$$Q_{\text{вн}}^{\text{ж}} = \frac{F_{\text{ж}}}{N} (t_{\text{в}} - t_{\text{нА}}), \quad (2.6)$$

где  $k_{\text{д.о}}$  — добавочный коэффициент теплопередачи для окон данного этажа, Вт/(м<sup>2</sup> · К), порядок вычисления которого приведен в § 2.2;  $F_{\text{ж}}$  — жилая площадь здания, м<sup>2</sup>;  $t_{\text{нА}}$  — расчетная температура наружного воздуха по параметрам А, принимаемая по табл. 1.5, °С.

Расход тепла на нагрев наружного воздуха, поступающего в кухни,

$$Q_{\text{вн}}^{\text{к}} = 0,25 \frac{F_{\text{о}} + 1,25F_{\text{б.д}}}{N} k_{\text{д.о}} (t_{\text{в}} - t_{\text{нБ}}). \quad (2.7)$$

Внутренние (бытовые) тепловыделения для зданий в целом определяются по формуле

$$Q_{\text{вн}} = 21 \Sigma F_{\text{п}}, \quad (2.8)$$

где  $\Sigma F_{\text{п}}$  — суммарная площадь пола помещений, в которых устанавливаются нагревательные приборы.

Для расчета системы отопления здания тепловые потери рассчитывают для каждого помещения отдельно по более точным зависимостям.

В общем случае величина теплотребления для здания выражается формулой

$$Q_{\text{о}} = Q_{\text{т}} + Q_{\text{д}} + L_{\text{у}} \rho_{\text{у}} c_{\text{у}} (t_{\text{у}} - t_{\text{н}}) \cdot 10^3 - Q_{\text{вн}} - Q_{\text{ут}}, \quad (2.9)$$

где  $Q_{\text{т}}$  и  $Q_{\text{вн}}$  — то же, что и в формуле (2.1);  $Q_{\text{д}}$  — добавочные потери тепла, включающие добавочные потери тепла наружными ограждающими конструкциями и затраты тепла на нагрев инфильтрующегося наружного воздуха, Вт;  $L_{\text{у}}$  — расход воздуха, удаляемого общеобменной механической вентиляцией и местными отсосами, м<sup>3</sup>/с;  $\rho_{\text{у}}$  — плотность удаляемого воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $c_{\text{у}}$  — удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг · К);  $t_{\text{у}}$  и  $t_{\text{н}}$  — температура воздуха соответственно удаляемого из помещения и наружного, °С;  $Q_{\text{ут}}$  — тепло, возвращаемое утилизационными системами, Вт.

При отсутствии механической вентиляции и систем утилизации тепла формула (2.9) имеет вид

$$Q_{\text{о}} = Q_{\text{т}} + Q_{\text{д}} - Q_{\text{вн}}, \quad (2.10)$$

где  $Q_{\text{о}}$  — тепловая нагрузка системы отопления здания, Вт.

### 2.1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ (ТРАНСМИССИОННЫХ) ПОТЕРЬ ТЕПЛА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДАЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ

Основные потери тепла через ограждающие конструкции  $Q_{\text{т}}$  определяют с округлением до 10 Вт путем суммирования потерь тепла через отдельные строительные ограждения для каждого помещения по формуле

$$Q_{\text{т}} = \sum \frac{F}{R_{\text{о}}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) n, \quad (2.11)$$

где  $F$  — расчетная площадь ограждающей конструкции, м<sup>2</sup>;  $R_{\text{о}}$  — сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции, м<sup>2</sup> · К/Вт;  $t_{\text{в}}$  и  $t_{\text{н}}$  — расчетная температура внутреннего и наружного воздуха, °С;  $n$  — коэффициент, принимаемый в зависимости от положения наружной поверхности ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху (см. табл. 1.11).

Расчетная температура воздуха внутри помещений  $t_{\text{в}}$  принимается по соответствующим СНиП,  $R_{\text{о}}$  определяется согласно главе 1.

При высоте помещения более 4 м (за исключением лестничных клеток) учитывается изменение температуры внутреннего воздуха по высоте, в связи с чем теплопотери рассчитываются следующим образом:

для пола и части стены высотой до 4 м от пола расчетная температура внутреннего воздуха принимается равной  $t_{в}$ ;

для части стены, расположенной выше 4 м от пола до перекрытия (с учетом требований по определенной высоте стен), расчетная температура внутреннего воздуха принимается равной среднеарифметической между  $t_{в}$  и температурой воздуха под перекрытием;

для перекрытий и фонарей расчетная температура внутреннего воздуха принимается равной температуре воздуха под перекрытием.

Температура воздуха под перекрытием и фонарями определяется расчетом или экспериментально. При отсутствии таких данных в жилых и общественных зданиях для помещений высотой более 4 м расчетное значение потерь тепла через все ограждающие конструкции с включением добавочных потерь тепла (без учета расхода тепла на нагрев инфильтрующегося воздуха) увеличивается на 2% на каждый метр высоты сверх 4 м, но не более чем на 15%.

Расчетная температура наружного воздуха в зимний период  $t_{н}$  соответствует параметрам Б и принимается по табл. 1.5.

Температура воздуха в неотапливаемых подвалах и подпольях, наружные стены которых выступают более чем на 1 м над поверхностью земли, а также в подвалах и подпольях, где размещены теплопроводы, и в других неотапливаемых помещениях, прилегающих к отапливаемым, рассчитывается по балансу тепла, при этом коэффициент  $\eta$  принимается равным 1.

При выполнении расчетов по тепловому балансу технического подполья следует учитывать расход тепла на нагрев наружного воздуха, поступающего через продухи для вентиляции подполья. В архитектурно-конструкторской части проекта должно быть предусмотрено наличие устройств, обеспечивающих ограничение притока наружного воздуха в техническое подполье в зимний период.

Температура воздуха в техническом подполье определяется по формуле [36]

$$t_{п} = \frac{17,5 F_{пер} + \left( \sum \frac{F_{п.п.и}}{R_{п.и}} + 1,08 \frac{F_{н.п}}{R_{н}} + 0,278cG \right) t_{нв} + k_{т}(1 - \eta)(F_{г}t_{г} + F_{о}t_{о} + F_{г.в}t_{г.в} + F_{тп}t_{тп})}{\sum \frac{F_{п.п.и}}{R_{п.и}} + 1,08 \frac{F_{н.п}}{R_{н}} + 0,278cG + k_{т}(1 - \eta)(F_{г} + F_{о} + F_{г.в} + F_{тп})}, \quad (2.12)$$

где 17,5 — допустимое значение удельного теплового потока через перекрытие над подпольем, Вт/м<sup>2</sup>;  $F_{пер}$  — площадь перекрытия над техническим подпольем, м<sup>2</sup>;  $F_{п.п.и}$  — площадь  $i$ -й условной зоны пола технического подполья с включением площади стен, заглубленных в землю, м<sup>2</sup>;  $R_{п.и}$  — сопротивление теплопередаче для  $i$ -й условной зоны пола, лежащего непосредственно на грунте, м<sup>2</sup> · К/Вт; 1,08 — коэффициент, учитывающий надбавку на ориентацию по странам света;  $F_{н.п}$  — площадь наружной стены технического подполья, находящейся выше уровня земли, м<sup>2</sup>;  $R_{н}$  — сопротивление теплопередаче наружной стены технического подполья, м<sup>2</sup> · К/Вт;  $G$  — массовый расход наружного воздуха, соответствующий расчетному воздухообмену в техническом подполье, кг/ч;  $c$  — удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг · К);  $k_{т}$  — коэффициент теплопередачи неизолированных труб, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $\eta$  — коэффициент эффективности изоляции;  $F_{г}$ ,  $F_{о}$ ,  $F_{г.в}$  и  $F_{тп}$  — общая поверхность неизолированных теплопроводов соответственно подающих и обратных линий отопления, горячего водоснабжения и транзитных линий, проходящих по техническому подполью, м<sup>2</sup>;  $t_{г}$ ,  $t_{о}$ ,  $t_{г.в}$  и  $t_{тп}$  — температура воды соответственно в

подающей и обратной линиях отопления, горячего водоснабжения и в транзитных линиях, проходящих по техническому подполью, С°.

Для практических расчетов можно принимать  $c = 1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ ;  $k_T = 14,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ;  $\eta = 0,6$ .

Порядок деления площади пола технического подполья с включенным заглубленных в землю стен на условные зоны и значения величин сопротивления теплопередаче для условных зон рассматриваются ниже, при определении теплототер через полы.

Для покрытий зданий без чердака с вентилируемой воздушной прослойкой коэффициент  $n$  принимается как для зданий с чердаками.

Теплообмен через строительные конструкции смежных отапливаемых помещений рассчитывается при разности температур внутреннего воздуха этих помещений более 10° С. При этом для помещения с более высокой температурой внутреннего воздуха данные потери тепла суммируются с потерями тепла через другие ограждения этого помещения, а для помещения с более низкой внутренней температурой они учитываются как теплопоступления.

Линейные размеры (с округлением до 0,1 м) и площадь  $F$  (с округлением до 0,1 м²) ограждающих конструкций при расчете теплототер определяются следующим образом:

а) высота стен первого этажа при наличии пола, расположенного непосредственно на грунте, — по размеру от уровня чистого пола первого этажа до уровня чистого пола второго этажа, при наличии пола на лагах — по размеру от нижнего уровня подготовки для пола первого этажа до уровня чистого пола второго этажа, при наличии неотапливаемого подвала или подполья — по размеру от уровня нижней поверхности конструкции пола первого этажа до уровня чистого пола второго этажа;

б) высота стен промежуточного этажа — по размерам между уровнями чистых полов данного и вышележащего этажей;

в) высота стен верхнего этажа при наличии чердака — по размеру от уровня чистого пола до верха утеплителя чердачного перекрытия, при отсутствии чердака — по размеру от чистого пола до пересечения внутренней поверхности наружной стены с верхней плоскостью перекрытия, для зданий с теплым чердаком без утеплителя в перекрытии — по размеру от чистого пола до верха перекрытия;

г) высота стен одноэтажных зданий — как для первого этажа с учетом требований к определению высоты стен верхнего этажа;

д) длина наружных стен для неугловых помещений — по размерам между осями внутренних стен, а для угловых помещений — по размерам от внешних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен или до внешних поверхностей примыкающих наружных стен;

е) длина внутренних стен — по размерам от внутренних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен или между осями внутренних стен;

ж) площадь световых проемов и дверей — по наименьшим размерам строительных проемов в свету;

з) площадь потолков и полов — по размерам между осями внутренних стен и от внутренней поверхности наружных стен до осей внутренних стен;

и) площадь пола, расположенного непосредственно на грунте или на лагах, разбивается на условные зоны, представляющие собой полосы шириной 2 м, параллельные наружной стене, а для угловых помещений — параллельные обеим наружным стенам (рис. 2.1); при этом для угловых помещений участок поверхности пола, примыкающий к наружному углу, с площадью не более  $2 \times 2 \text{ м}$ , учитывается дважды; условные зоны нумеруются, начиная от наружной стены; к IV зоне относится вся остающаяся после первых трех зон площадь пола.

Теплототер через подземную часть наружных стен подвалов определяются, рассматривая подземную часть наружных стен как продолжение полов на грунте (рис. 2.2).

Полы считаются неутепленными независимо от толщины и числа составляющих их слоев, если коэффициент теплопроводности материала каждого слоя не менее  $1,16 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ .

Теплопотери через неутепленные полы, расположенные непосредственно на грунте, определяются путем суммирования теплопотерь через условные зоны. Значения сопротивления теплопередаче  $R_{н.п}$  для первых трех зон неутепленного пола, считая от наружной стены, равны соответственно 2,15; 4,3 и  $8,6 \text{ м}^2 \times \text{К/Вт}$ , а для остальной части пола —  $14,2 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ .

В табл. 2.9 и 2.10 приведены значения  $\Sigma F \frac{1}{R_{н.п}}$  для средних и угловых помещений.

Утепленными считаются полы, конструкция которых включает хотя бы один (утепляющий) слой с коэффициентом теплопроводности менее

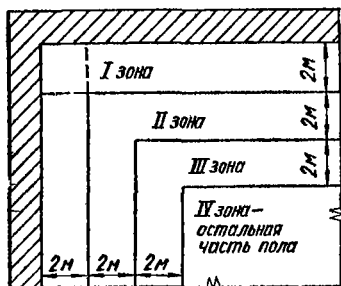


Рис. 2.1. Разбивка площади неутепленных полов, лежащих на грунте, на условные зоны.

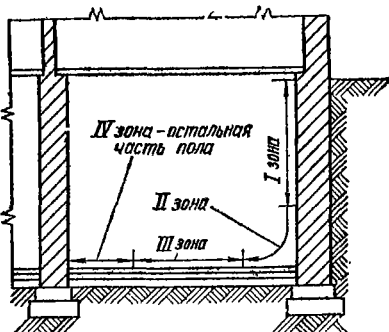


Рис. 2.2. Разбивка на условные зоны наружных ограждений в подвале.

$1,16 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ . Сопротивление теплопередаче утепленных полов, расположенных непосредственно на грунте,  $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ , определяется по формуле

$$R_{п} = R_{н.п} + \frac{\delta_{у.с}}{\lambda_{у.с}}, \quad (2.13)$$

где  $R_{н.п}$  — сопротивление теплопередаче неутепленного пола, расположенного непосредственно на грунте,  $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ ;  $\delta_{у.с}$  — толщина утепляющего слоя, м;  $\lambda_{у.с}$  — коэффициент теплопроводности утепляющего слоя,  $\text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$ .

Для утепленного пола, расположенного на лагах,

$$R_{п} = \frac{1}{0,85} \left( R_{н.п} + \frac{\delta_{у.с}}{\lambda_{у.с}} \right). \quad (2.14)$$

Сопротивление теплопередаче полов, расположенных над проветриваемыми подпольями, определяется расчетом.

### 2.1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОБАВОЧНЫХ ПОТЕРЬ ТЕПЛА И ВНУТРЕННИХ ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЙ

Добавочные потери тепла складываются из добавочных потерь тепла наружными ограждающими конструкциями и затрат тепла на нагрев наружного воздуха, поступающего в здание за счет инфильтрации. Добавочные потери тепла наружными ограждающими конструкциями принимаются в процентах от основных потерь (табл. 2.11).

Таблица 2.9 Значения  $\frac{1}{R_{н.л}}$ , Вт/К, неутепленных полов на грунте для средних помещений

Ширина помещения, м	Глубина помещения (перпендикулярная к наружной стене), м																			
	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	
1	0,5	0,7	0,9	1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,6	1,6	1,7	1,7	1,7	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9
1,5	0,7	1	1,4	1,6	1,7	2	2,1	2,2	2,3	2,3	2,4	2,4	2,6	2,6	2,6	2,7	2,8	2,8	2,8	2,9
2	0,9	1,4	1,9	2,1	2,3	2,6	2,8	2,9	3	3,1	3,3	3,4	3,4	3,4	3,5	3,6	3,7	3,7	3,8	3,8
2,5	1,2	1,7	2,3	2,7	2,9	3,3	3,5	3,6	3,8	4	4,1	4,2	4,3	4,3	4,4	4,5	4,7	4,7	4,8	4,8
3	1,4	2,1	2,8	3,1	3,5	3,8	4,2	4,4	4,5	4,8	4,9	5	5,1	5,2	5,3	5,5	5,5	5,6	5,7	5,7
3,5	1,6	2,4	3,3	3,7	4,1	4,5	4,9	5,1	5,3	5,5	5,7	5,8	5,9	6	6,2	6,3	6,4	6,5	6,6	6,6
4	1,9	2,8	3,7	4,2	4,7	5,1	5,6	5,8	6,3	6,3	6,5	6,6	6,7	7	7,1	7,2	7,3	7,4	7,7	7,7
4,5	2,1	3,1	4,2	4,8	5,2	5,8	6,3	6,5	6,9	7,1	7,3	7,4	7,6	7,8	8	8,1	8,3	8,4	8,6	8,6
5	2,3	3,5	4,7	5,2	5,8	6,4	7	7,3	7,6	7,9	8,1	8,3	8,5	8,7	8,8	9,1	9,2	9,4	9,5	9,5
5,5	2,6	3,8	5,1	5,8	6,4	7,1	7,7	8	8,4	8,6	9	9,2	9,3	9,5	9,8	9,9	10,1	10,4	10,5	10,5
6	2,8	4,2	5,6	6,3	7	7,7	8,4	8,7	9,1	9,4	9,8	10	10,2	10,4	10,6	10,8	11	11,3	11,4	11,4
6,5	3	4,5	6	6,9	7,6	8,4	9	9,4	9,9	10,2	10,6	10,8	11	11,3	11,5	11,7	12	12,1	12,4	12,4
7	3,3	4,9	6,5	7,3	8,1	9	9,8	10,2	10,6	11	11,4	11,6	11,9	12,1	12,3	12,7	12,9	13,1	13,4	13,4
7,5	3,5	5,2	7	7,9	8,7	9,7	10,5	10,9	11,4	11,7	12,2	12,4	12,8	13	13,3	13,5	13,8	14,1	14,3	14,3
8	3,7	5,6	7,4	8,4	9,3	10,2	11,2	11,6	12,1	12,6	13	13,3	13,6	13,8	14,2	14,4	14,7	15	15,2	15,2
8,5	4	5,9	7,9	9	9,9	10,9	11,9	12,3	12,9	13,4	13,8	14,2	14,4	14,8	15	15,4	15,6	16	16,2	16,2
9	4,2	6,3	8,4	9,4	10,5	11,5	12,6	13,1	13,6	14,2	14,7	15	15,2	15,6	15,9	16,3	16,5	17	17,2	17,2
9,5	4,4	6,6	8,8	10	11	12,2	13,3	13,8	14,4	14,9	15,5	15,8	16,2	16,5	16,7	17,1	17,4	17,8	18,1	18,1
10	4,7	7	9,3	10,5	11,6	12,8	13,9	14,5	15,1	15,7	16,3	16,6	17	17,3	17,7	18	18,4	18,7	19,1	19,1
10,5	4,9	7,3	9,8	11	12,2	13,5	14,7	15,2	15,9	16,5	17,1	17,4	17,8	18,1	18,6	19	19,3	19,7	20	20
11	5,1	7,7	10,2	11,5	12,8	14,1	15,4	16	16,6	17,3	17,9	18,3	18,7	19,1	19,4	19,9	20,2	20,8	20,9	20,9
11,5	5,3	8	10,7	12,1	13,4	14,8	16	16,7	17,4	18	18,7	19,1	19,5	19,9	20,5	20,7	21,2	21,5	22	22
12	5,5	8,4	11,2	12,6	14	15,4	16,7	17,4	18,1	18,8	19,5	20	20,4	20,8	21,2	21,6	22,1	22,4	22,9	22,9
12,5	5,8	8,7	11,6	13,1	14,5	16	17,4	18,1	19	19,7	20,4	20,8	21,3	21,6	22,1	22,6	23	23,4	23,8	23,8
13	6	9,1	12,1	13,6	15,1	16,6	18,1	18,9	19,7	20,5	21,2	21,6	22,1	22,6	23	23,5	23,8	24,3	24,8	24,8
13,5	6,3	9,4	12,6	14,2	15,7	17,3	18,8	19,7	20,5	21,2	22	22,4	22,9	23,4	23,8	24,3	24,8	25,2	25,7	26,7
13,5	6,5	9,8	13	14,7	16,2	17,9	19,5	20,4	21,2	22	22,8	23,3	23,7	24,3	24,7	25,2	25,7	26,2	26,7	26,7
14,5	6,7	10,1	13,5	15,2	16,9	18,6	20,2	21,1	22	22,8	23,6	24,1	24,7	25,1	25,6	26,2	26,6	27,1	27,6	27,6
15	7	10,5	14	15,7	17,4	19,2	20,9	21,9	22,7	23,6	24,4	25	25,5	26,1	26,5	27,1	27,6	28,1	28,6	28,6

Таблица 2.10. Значения  $\Sigma F \frac{1}{R_{н.п}}$ , Вт/К, утепленных полов на грунте для угловых помещений

Длина Более протяжен- ной на- ружной стены, м	Длина менее протяженной наружной стены, м																		
	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
0,9																			
1,4		2,4																	
2		2,8	3,7																
2,5		3,1	4,2	4,8															
3		3,5	4,7	5,8	5,8	7,1	8,4	9,8	11,3	12,8	14,4	15,9	17,7	19,4	21,2	23	24,8	26,6	28,6
3,5		3,8	5,1	6,3	7,6	8,4	9,1	10,6	12,1	13,6	15,2	16,9	18,6	20,4	22,1	24	25,7	27,6	29,5
4		4,2	5,6	6,8	8,1	9	9,8	11,3	12,8	14,3	15,8	17,7	19,4	21,2	22,1	23,8	25,7	27,6	29,5
4,5		4,5	6	7,3	8,7	9,7	10,5	12	13,6	15,2	16,9	18,6	20,4	22,1	23,8	25,7	27,6	29,5	30,5
5		4,9	6,5	7,9	9,3	10,3	11,2	12,7	14,3	15,9	17,7	19,4	21,2	22,8	24,5	26,6	28,5	30,5	31,4
5,5		5,2	7,4	8,4	9,9	11,5	12,6	14,2	15,6	17,3	19,1	20,9	22,8	24,7	26,6	28,4	29,4	30,5	31,4
6		5,9	7,9	9,4	10,5	12,2	13,3	15,1	16,6	18,4	20,1	21,9	23,7	25,6	27,4	29,3	30,4	31,4	32,3
6,5		6,3	8,4	9,4	11,6	13,5	14,7	16,6	18,5	20,4	22,2	24,2	26,2	28,1	29,2	30,2	31,3	32,3	33,3
7		6,6	8,8	10,5	12,2	14,1	15,4	17,1	18,8	20,7	22,6	24,6	26,2	28,1	29,2	30,2	31,3	32,3	33,3
7,5		7	9,3	11,1	12,8	14,8	16,4	18,5	20,4	22,4	24,4	26,4	28,8	29,9	30,9	31,2	32,2	33,3	34,3
8		7,3	9,8	11,5	13,4	15,4	17,1	19,1	21,1	23,1	25,1	27,1	29,9	30,9	31,2	32,2	33,1	34,2	35,2
8,5		7,7	10,2	11,5	13,4	15,4	17,1	19,1	21,1	23,1	25,1	27,1	29,9	30,9	31,2	32,2	33,1	34,2	35,2
9		8	10,7	12,1	14	16	17,8	19,9	21,7	23,7	25,6	27,6	29,9	31,9	33	34	34,9	35,8	36,2
9,5		8,4	11,2	12,6	14,5	16	18,5	20,7	22,7	24,7	26,6	28,6	30,7	31,6	32,7	34	34,9	36,1	37,1
10		8,7	11,6	13,1	15,1	17,4	19,7	22,1	24,4	26,8	29,2	31,6	34,5	36,6	38,6	40,6	42,6	44,6	46,6
10,5		8,8	12,1	13,6	15,1	17,6	20,1	22,6	25,1	27,6	30,1	32,6	35,1	37,6	40,1	42,6	45,1	47,6	50,1
11		9,1	12,1	13,6	15,1	17,6	20,1	22,6	25,1	27,6	30,1	32,6	35,1	37,6	40,1	42,6	45,1	47,6	50,1
11,5		9,4	12,6	14,2	15,7	17,3	18,8	20	21,2	22,2	23,4	24,4	25,4	26,4	27,4	28,4	29,4	30,5	31,4
12		9,8	13	14,7	16,3	18	19,5	20,7	22	23	24,2	25,2	26,2	27,2	28,3	29,3	30,4	31,4	32,3
12,5		10,1	13,5	15,2	16,9	18,6	20,2	21,4	22,7	23,8	25	26,1	27,1	28,1	29,2	30,2	31,3	32,3	33,3
13		10,5	14	15,7	17,4	19,2	20,9	22,2	23,4	24,7	25,8	26,9	27,9	29	30	31,2	32,2	33,3	34,3
13,5		10,8	14,4	16,3	18	19,9	21,6	22,9	24,2	25,4	26,6	27,7	28,8	29,9	30,9	32	33,1	34,2	35,2
14		11,2	14,9	16,7	18,6	20,5	22,3	23,6	24,9	26,2	27,4	28,3	29,7	30,7	31,9	33	34	35,1	36,2
14,5		11,5	15,4	17,3	19,2	21,2	23	24,3	25,7	27	28,3	29,4	30,5	31,6	32,7	34	34,9	36,1	37,1
15		11,9	15,8	17,8	20	21,7	23,7	25,1	26,4	27,8	29	30,2	31,3	32,4	33,6	34,8	35,8	37	38,1

Т а б л и ц а 2.11. Добавочные потери тепла ограждающими конструкциями

Помещения, здания	Ограждающие конструкции	Добавочные потери тепла, % к основному
1. Помещения в зданиях любого назначения	Наружные вертикальные и наклонные (вертикальная проекция) стены, двери и световые проемы, обращенные: на север, восток, северо-восток и северо-запад на юго-восток и запад	10 5 5
2. Общественные здания при наличии в помещении двух или более наружных стен	Наружные стены, двери и окна	
3. Здания любого назначения	Наружные двери, не оборудованные воздушными или воздушно-тепловыми завесами, при <i>N</i> этажах в зданиях: тройные с двумя тамбурами между ними двойные с тамбуром между ними одноразные	60 <i>N</i> 80 <i>N</i> 65 <i>N</i>

Примечания. 1. При разработке типовых проектов добавочные потери тепла, предусмотренные в п. 1, принимают в размере 8%. 2. Добавочные потери тепла через наружные двери, определяемые по п. 3, не учитываются, если двери являются легкими или запасными

Наиболее весомую часть добавочных потерь составляют потери на нагрев наружного воздуха, инфильтрующегося через строительные конструкции зданий. Инфильтрация наружного воздуха происходит за счет ветрового напора, гравитационного напора и разрежения, создаваемого в здании при работе систем вентиляции.

Разность давлений воздуха на наружной наветренной и внутренней поверхностях ограждающих конструкций, Па, определяется по формуле

$$\Delta p = 9,8 [(H - h) (\gamma_n - \gamma_v) + 0,05 \gamma_n v^2 (c_n - c_3) k] - (p_v - p_d), \quad (2.15)$$

где *H* — высота здания от поверхности земли до верха карниза или шахты, м;  
*h* — высота от поверхности земли до центра окон, дверей и наружных стен рас-

Т а б л и ц а 2.12. Значения коэффициента *k*

Тип местности	Высота над поверхностью земли, м				
	10	20	40	60	100
<i>A</i> — открытые местности (степь, лесостепь, пустыни, открытые побережья морей, озер, водохранилищ)	1	1,25	1,55	1,75	2,1
<i>B</i> — города с окраинами, лесные массивы и тому подобные местности, равномерно покрытые препятствиями высотой более 10 м	0,65	0,9	1,2	1,45	1,8

сматриваемого этажа, м;  $\gamma_n$  и  $\gamma_v$  — плотность наружного и внутреннего воздуха, кг/м<sup>3</sup>; *v* — наибольшая из средних скоростей ветра за январь по румбам северного направления (С, СВ, СЗ), м/с, принимаемая по табл. 1.5, а для типовых проектов — равной 5 м/с, в климатических подрайонах ИБ и ИГ — 8 м/с;  $c_n$  и  $c_3$  — аэродинамические коэффициенты для наветренной и заветренной поверхностей, принимаемые согласно СНиП II-6-74 равными соответственно 0,8 и 0,6; *k* — коэффициент, учитывающий изменение скоростного напора в зависимости от высоты здания и типа местности (табл. 2.12);  $p_v$  — избыточное (по сравнению с давлением на наружной заветренной поверхности здания) давление воздуха, Па, в зданиях (помещениях), оборудованных системами венти-



ляции с механическим побуждением, воздушным отоплением или кондиционированием воздуха, определяемое из условия соблюдения равенства количества воздуха, поступающего в здания и удаляемого из них в результате инфильтрации и эксфильтрации через ограждающие конструкции;  $p_d$  — изменение давления воздуха в зданиях, Па, (со знаком «минус» — увеличение, со знаком «плюс» — уменьшение), определяемое на основе расчета дебаланса по притоку и вытяжке при системах вентиляции с механическим побуждением, воздушного отопления и кондиционирования воздуха (со знаком «минус»  $p_d$  учитывается только при обеспечении постоянно действующего подпора);  $\gamma_H$  определяется при  $t_H = t_{нб}$ .

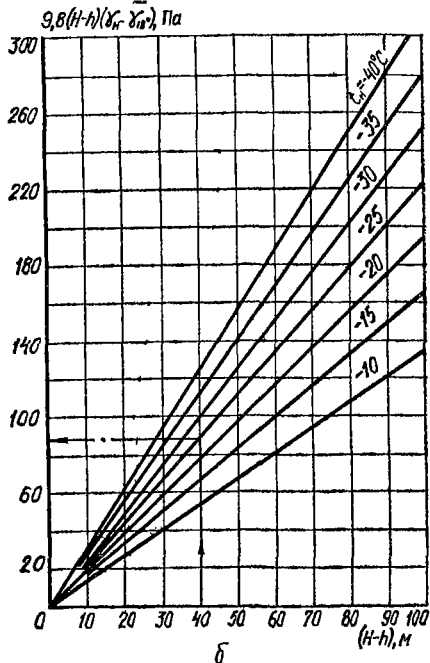
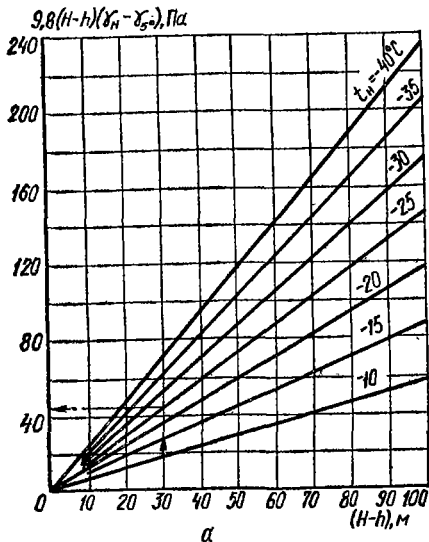


Рис. 2.3. Номограммы для определения величин  $9,8(H-h)(\gamma_H - \gamma_{5^{\circ}})$  (а) и  $9,8(H-h)(\gamma_H - \gamma_{18^{\circ}})$  (б).

В частном случае, для зданий, оборудованных естественной вытяжной вентиляцией, величина  $\Delta p$  определяется выражением

$$\Delta p = 9,8 [(H-h)(\gamma_H - \gamma_{5^{\circ}}) + 0,05\gamma_H v^2 (c_H - c_B) k], \quad (2.16)$$

где  $\gamma_{5^{\circ}}$  — плотность воздуха,  $\text{кг/м}^3$ , при температуре  $5^{\circ}\text{C}$ .

Количество воздуха,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ , поступающего в помещения через ограждающие конструкции вследствие их воздухопроницаемости, определяется по следующему формулам:

для заполнения световых проемов (окон, балконных дверей)

$$G_o = \Delta p^{2/3} / R_H; \quad (2.17)$$

для прочих ограждающих конструкций

$$G = \Delta p / R_H, \quad (2.18)$$

где  $R_H$  — сопротивление воздухопроницанию ограждающих конструкций,  $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}^{2/3} / \text{кг}$  — для заполнения световых проемов и  $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па} / \text{кг}$  — для прочих конструкций (см. табл. 1.21 и 1.22),

Расход тепла на нагрев наружного воздуха, инфильтрующегося через ограждающие конструкции за счет ветрового и гравитационного напора, Вт, определяется выражением

$$Q_{\text{инф}} \approx 0,278 [A_o G_o (F_o + F_6) + \sum A_k G F_k] (t_v - t_{\text{нБ}}), \quad (2.19)$$

где  $A_o$  и  $A_k$  — коэффициенты, учитывающие влияние встречного теплового потока (для окон и балконных дверей с отдельными переплетами  $A_o = 0,8$ ,

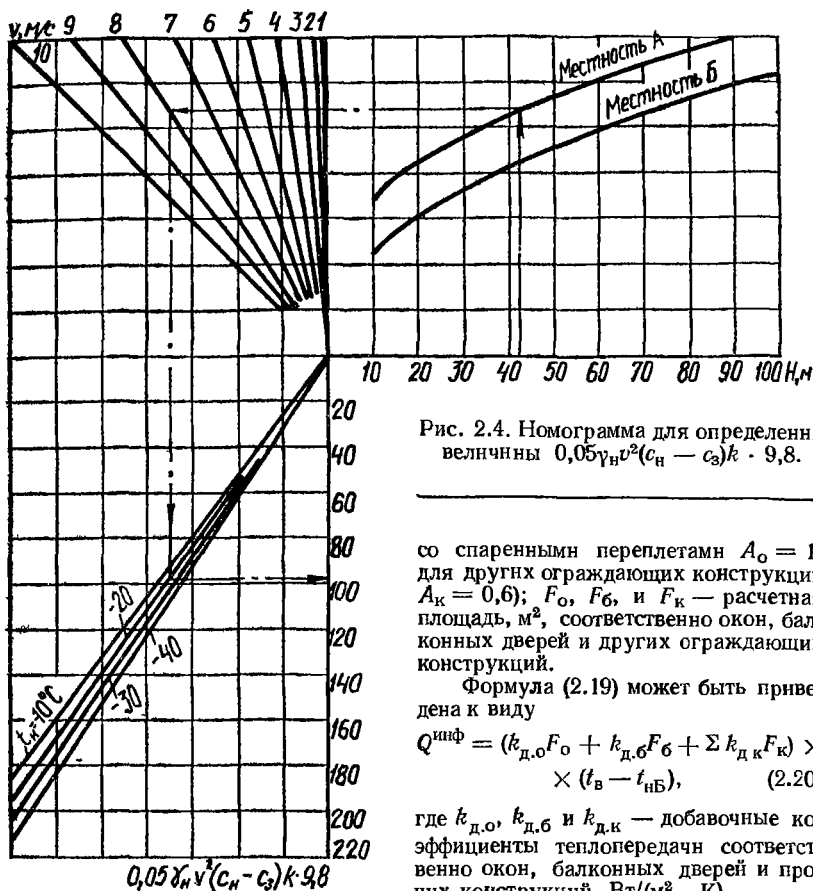


Рис. 2.4. Номограмма для определения величины  $0,05\gamma_{\text{н}}v^2(c_{\text{н}} - c_{\text{з}})k \cdot 9,8$ .

со спаренными переплетами  $A_o = 1$ ; для других ограждающих конструкций  $A_k = 0,6$ );  $F_o$ ,  $F_6$  и  $F_k$  — расчетная площадь,  $\text{м}^2$ , соответственно окон, балконных дверей и других ограждающих конструкций.

Формула (2.19) может быть приведена к виду

$$Q_{\text{инф}} = (k_{\text{д.о}}F_o + k_{\text{д.б}}F_6 + \sum k_{\text{д.к}}F_k) \times (t_v - t_{\text{нБ}}), \quad (2.20)$$

где  $k_{\text{д.о}}$ ,  $k_{\text{д.б}}$  и  $k_{\text{д.к}}$  — добавочные коэффициенты теплопередачи соответственно окон, балконных дверей и прочих конструкций,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Добавочный коэффициент теплопередачи — это величина, численно равная расходу тепла на нагрев наружного воздуха, инфильтрующегося через  $1 \text{ м}^2$  конструкции, при разности температур наружного и внутреннего воздуха  $1^\circ \text{С}$ .

В частном случае, когда конструкции окон и балконных дверей одинаковы,

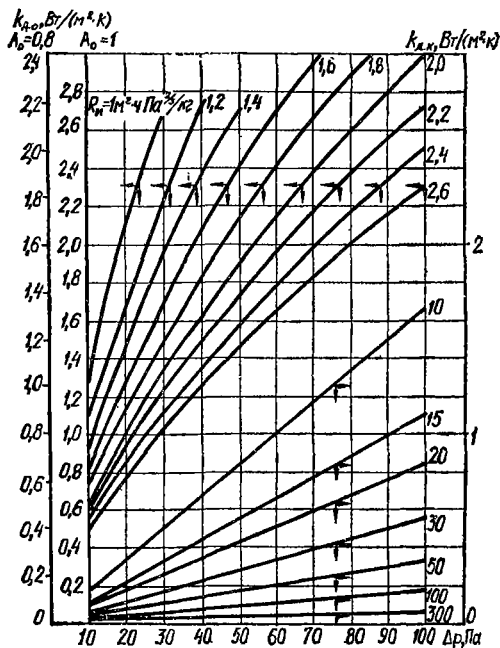
$$Q_{\text{инф}} = [k_{\text{д.о}} (F_o + 1,25F_6) + \sum k_{\text{д.к}}F_k] (t_v - t_{\text{нБ}}). \quad (2.21)$$

Для зданий, оборудованных естественной вытяжкой, значения слагаемых  $9,8(H-h)(\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{вс}})$  и  $0,05\gamma_{\text{н}}v^2(c_{\text{н}} - c_{\text{з}})k \cdot 9,8$  входящих в формулу (2.16), находятся с помощью номограмм, представленных на рис. 2.3, а и 2.4, а значения  $k_{\text{д.о}}$  и  $k_{\text{д.к}}$  — с помощью номограммы, представленной на рис. 2.5. Для выполнения расчетов по формуле (2.15) могут быть использованы номограмма

(рис. 2.3, б) для  $t_{\text{в}} = 18^\circ \text{C}$ , а также номограммы, представленные на рис. 2.4 и 2.5.

Для жилых комнат, кроме расхода тепла на нагрев воздуха, инфильтрующегося за счет ветрового и гравитационного напора, определяется расход тепла на нагрев воздуха, инфильтрующегося вследствие естественной вытяжки, не компенсируемой подогретым приточным воздухом:

$$Q^{\text{ж}} = \frac{1 \cdot 1,2 \cdot 3}{3600} \cdot 10^3 F_{\text{п}} (t_{\text{в}} - t_{\text{НА}}) = F_{\text{п}} (t_{\text{в}} - t_{\text{НА}}), \quad (2.22)$$



где 1 — удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); 1,2 — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>; 3 — нормативное количество воздуха, поступающего на 1 м<sup>2</sup> жилой площади, м<sup>3</sup>/(ч·м<sup>2</sup>);  $F_{\text{п}}$  — площадь пола комнаты, м<sup>2</sup>;  $t_{\text{НА}}$  — расчетная температура наружного воздуха по параметрам А, °С (см. табл. 1.5);  $t_{\text{в}}$  — внутренняя температура комнаты, принимаемая по СНиП II-Л.1-71\*.

При расчете добавочных потерь тепла для жилых комнат жилых зданий в соответствии с главой СНиП II-33-75 принимается большая из величин, вычисленных по формулам (2.21) и (2.22). Однако на практике (обычно для однокомнатных квартир) может

Рис. 2.5. Номограмма для определения добавочных коэффициентов  $k_{\text{до}}$  и  $k_{\text{дк}}$ .

иметь место такой случай, когда расход тепла на нагрев воздуха, подлежащего удалению из квартиры в соответствии с количеством и типом санитарных приборов, превышает суммарное значение как  $Q^{\text{нф}}$ , определяемого по формуле (2.21), так и  $Q^{\text{ж}}$ , определенного по формуле (2.22).

В этом случае во избежание недоучета теплопотерь в соответствии с имеющимися рекомендациями [24] определяется расход тепла на нагрев инфильтрующегося воздуха для каждого отопляемого помещения в отдельности с увязкой в пределах квартиры в следующем порядке.

1. Для каждой жилой комнаты определяется расход тепла на нагрев воздуха, инфильтрующегося вследствие естественной вытяжки, не компенсируемой притоком, по формуле (2.22).

2. Для каждого отопляемого помещения вычисляется расход тепла на нагрев воздуха, инфильтрующегося под воздействием ветрового и гравитационного напора, по формуле (2.21).

3. Для каждой комнаты квартиры из двух величин  $Q^{\text{ж}}$  и  $Q^{\text{нф}}$  выбирается большая, которая и входит в качестве слагаемого в суммарный расход тепла  $\Sigma Q_{\text{кв}}$ . При этом для кухонь учитывается только величина  $Q^{\text{нф}}$ .

4. Для каждого отопляемого помещения определяется расход тепла на нагрев воздуха, удаляемого в соответствии с санитарными нормами согласно

СНиП II-Л.1-71\* из кухни, уборной и ванной из расчета пропорционального распределения расхода тепла по всем отапливаемым помещениям квартиры по формуле

$$Q_c = 0,33L (t_b - t_{нА}) \frac{F_{п}}{\Sigma F_{п}}, \quad (2.23)$$

где  $L$  — объем удаляемого из квартиры воздуха, м<sup>3</sup>/ч;  $\Sigma F_{п}$  — суммарная площадь всех отапливаемых помещений квартиры, м<sup>2</sup>; остальные обозначения такие же, как и в формуле (2.22).

Суммированием значений  $Q_c$  для отдельных отапливаемых помещений квартиры находится расход тепла в целом по квартире  $\Sigma Q_c$ , Вт.

5. Вычисляются расчетные значения теплопотерь на нагрев поступающего наружного воздуха для каждого отапливаемого помещения  $Q_b$ . Если  $\Sigma Q_{кв} \geq \Sigma Q_c$ , в качестве  $Q_b$  фигурируют величины, полученные в п. 3. Если  $\Sigma Q_{кв} < \Sigma Q_c$ , для каждого отапливаемого помещения сравниваются величины  $Q_c$  и  $Q_{инф}$ ; для тех помещений, где  $Q_{инф} \geq Q_c$ , принимается  $Q_b = Q_{инф}$ ; находится сумма значений  $Q_b$  для тех помещений, где  $Q_{инф} \geq Q_c$  ( $\Sigma_0 Q_b$ ), и сумма произведений  $\Sigma_0 (t_b - t_{нА}) F_{п}$  для этих же помещений, после чего разность  $\Sigma Q_c - \Sigma_0 Q_b$  распределяется по оставшимся помещениям пропорционально произведению  $(t_b - t_{нА}) F_{п}$ :

$$Q_{bi} = (\Sigma Q_c - \Sigma_0 Q_b) \frac{(t_{bi} - t_{нА}) F_{pi}}{\Sigma (t_b - t_{нА}) F_{п} - \Sigma_0 (t_b - t_{нА}) F_{п}}, \quad (2.24)$$

где  $i$  — порядковый номер помещения с площадью  $F_{pi}$ , м<sup>2</sup>, и расчетной температурой внутреннего воздуха  $t_{bi}$ , °С.

При  $\Sigma_0 Q_b = 0$  и соответственно  $\Sigma_0 (t_b - t_{нА}) F_{п} = 0$  формула (2.24) дает  $Q_{bi} = Q_{ci}$ , где  $Q_{ci}$  определяется по формуле (2.23).

При мало отличающихся значениях  $t_{bi}$  вместо формулы (2.24) можно использовать приближенное соотношение  $Q_{bi} = (\Sigma Q_c - \Sigma_0 Q_b) \frac{F_{pi}}{\Sigma F_{п} - \Sigma_0 F_{п}}$ .

6. Для задымляемых лестничных клеток расход тепла на нагрев воздуха, врывающегося через наружные входные двери, следует учитывать при расчете основных теплопотерь путем введения надбавок, предусмотренных табл. 2.11.

Расход тепла на нагрев наружного воздуха, инфильтрующегося через конструкции лестничных клеток, определяется аналогично п. 2.

7. Расход тепла на нагрев наружного воздуха, врывающегося через двери, выходящие в открытые переходы к незадымляемым лестничным клеткам, следует учитывать при расчете основных теплопотерь путем введения надбавок, предусмотренных табл. 2.11. При этом число этажей  $N$  принимается равным числу этажей от верха здания до рассчитываемого этажа (для верхнего этажа  $N = 1$ , для второго сверху —  $N = 2$  и т. д.).

Для общественных зданий, оборудованных естественной вытяжкой, расход тепла на нагрев наружного воздуха, инфильтрующегося в помещения основного назначения, определяется по формуле (2.21), а инфильтрующегося в задымляемые лестничные клетки и через двери, выходящие в открытые переходы к незадымляемым лестничным клеткам, — так же, как для жилых зданий.

Общие потери тепла помещениями жилых зданий следует уменьшать на величину бытовых тепловыделений, Вт, определяемую по формуле

$$Q_{вн} = 21F_{п}, \quad \text{Г}2,25$$

где  $F_{п}$  — площадь пола помещений, для которых предусматривается установка нагревательных приборов, м<sup>2</sup>.

## 2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОХЛАДИТЕЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

Поступление тепла в помещение определяется как сумма поступлений тепла через непрозрачные и прозрачные наружные и внутренние ограждения помещений, от искусственного освещения, оборудования и людей. Для выявления максимальной (расчетной) нагрузки и времени, когда она имеет место, необходим расчет теплопоступлений с интервалом 1—2 ч.

### 2.2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ТЕПЛА, ПОСТУПАЮЩЕГО ЧЕРЕЗ СВЕТОВЫЕ ПРОЕМЫ

Поступление тепла в помещения через световые проемы за счет солнечной радиации зависит от их размеров и ориентации, солнечного азимута остекления и высоты солнца для расчетного часа суток.

Солнечный азимут остекления  $\alpha_r$ , град, определяется по формулам, приведенным в табл. 2.13, в зависимости от азимута солнца  $A_c$ , град,— угла между южным направлением и горизонтальной проекцией солнечного луча, принимаемого по табл. 2.14, и азимута остекления световых проемов  $A_o$ , град,— меньшего из углов между нормалью к плоскости остекления или проекцией этой нормали на горизонтальную плоскость и южным направлением ( $A_o \leq 180^\circ$ )

Т а б л и ц а 2.13. Расчетные формулы для определения солнечного азимута остекления (время — истинное солнечное)

Ориентация светового проема	Расчетные формулы	
	для первой половины дня (до 12 часов включительно)	для второй половины дня (после 12 часов)
С	$\alpha_r =  A_c - A_o $	$\alpha_r =  A_c - A_o $
СВ	$\alpha_r =  A_c - A_o $	$\alpha_r = 360 - (A_c + A_o)$
В	$\alpha_r =  A_c - A_o $	$\alpha_r = 360 - (A_c + A_o)$
ЮВ	$\alpha_r =  A_c - A_o $	$\alpha_r = A_c + A_o$
Ю	$\alpha_r =  A_c - A_o $	$\alpha_r =  A_c - A_o $
ЮЗ	$\alpha_r = A_c + A_o$	$\alpha_r =  A_c - A_o $
З	$\alpha_r = 360 - (A_c + A_o)$	$\alpha_r =  A_c - A_o $
СЗ	$\alpha_r = 360 - (A_c + A_o)$	$\alpha_r =  A_c - A_o $

Истинное солнечное время  $\tau$  определяется по приближенной формуле

$$\tau = \tau_{\text{п}} + 0,067 (\lambda_r - 15N), \quad (2.26)$$

где  $\tau_{\text{п}}$  — поясное время, связанное с действительным временем  $\tau_{\text{д}}$  соотношением  $\tau_{\text{п}} = \tau_{\text{д}} - \theta - 4 + N$ , учитывающим перевод стрелок часов с 1 апреля  $\lambda_r$  — географическая долгота места строительства, град;  $N$  — номер пояса времени;  $\theta$  — разница между действительным местным временем и московским, ч.

Высота солнца  $\alpha_{\text{в}}$ , град,— угол между направлением солнечного луча и его проекцией на горизонтальную плоскость (см. табл. 2.14).

Количество тепла, Вт, поступающего в помещения через световые проемы за счет солнечной радиации и разности температур наружного и внутреннего воздуха,

$$Q_0 = (q'F'_0 + q''F''_0) \beta_{c,з} k_0 k_a + \frac{t_n - t_b}{R_0} F_0, \quad (2.27)$$

где  $q'$  и  $q''$  — количество тепла, поступающего в июле через одинарное остекленные световых проемов, Вт/м<sup>2</sup>;  $F_0 = F'_0 + F''_0$  — площадь светового проема, определяемая по его наименьшим размерам (в свету), м<sup>2</sup>;  $F'_0$  и  $F''_0$  — площади светового проема, соответственно облучаемые и не облучаемые прямой солнечной радиацией, м<sup>2</sup>;  $\beta_{c,з}$  — коэффициент теплопропускания солнцезащитных устройств (см. табл. 1.20);  $R_0$  — сопротивление теплопередаче заполнения световых проемов, м<sup>2</sup> · К/Вт (см. табл. 1.8);  $t_n$  и  $t_b$  — расчетная температура наружного и внутреннего воздуха, °С;  $k_0$  — коэффициент, зависящий от типа остекления и принимаемый равным 1,0; 0,9; 0,8 соответственно при одинарном, двойном и тройном остеклении и 0,7 при остеклении стеклоблоками и стеклопрофилитом;  $k_a$  — коэффициент, учитывающий аккумуляцию тепла внутренними ограждающими конструкциями помещения.

Таблица 2.14. Высота  $\alpha_B$  и азимут  $A_C$  солнца на различных широтах в июле, град

Истинное солнечное время — часы	36° с. ш.		40° с. ш.		44° с. ш.		48° с. ш.		52° с. ш.		56° с. ш.		60° с. ш.		64° с. ш.		68° с. ш.		
	$\alpha_B$	$A_C$	$\alpha_B$	$A_C$	$\alpha_B$	$A_C$	$\alpha_B$	$A_C$	$\alpha_B$	$A_C$	$\alpha_B$	$A_C$	$\alpha_B$	$A_C$	$\alpha_B$	$A_C$	$\alpha_B$	$A_C$	
2—3	21—22																4	145	
3—4	20—21																6	131	
4—5	19—20								3	119	5	120	1	130	3	131	6	118	
5—6	18—19	6	111	8	111	9	111	10	110	12	109	13	108	14	107	15	106	16	104
6—7	17—18	18	104	19	104	19	100	20	99	21	97	21	95	21	94	21	92	21	91
7—8	16—17	30	94	29	93	29	90	30	87	30	85	29	82	28	81	27	79	27	77
8—9	15—16	42	86	41	82	40	78	40	76	38	72	37	69	36	67	34	64	32	61
9—10	14—15	54	75	52	69	50	65	49	60	47	56	45	53	43	50	40	49	37	45
10—11	13—14	65	56	62	49	59	45	56	40	54	36	51	33	48	31	44	29	40	28
11—12	12—13	73	24	69	20	65	18	61	16	58	13	54	12	50	11	46	10	42	9
12 — пол- день		74	0	70	0	66	0	62	0	58	0	54	0	50	0	46	0	42	0

При наличии средств солнцезащиты в помещении или межстекольном пространстве  $k_a = 1$ , при их отсутствии и отсутствии наружных средств солнцезащиты световых проемов

$$k_a = \frac{F_1 m_1 + F_2 m_2 + F_3 m_3 + 0,5 F_4 m_4 + 1,5 F_5 m_5}{F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5}, \quad (2.28)$$

а при наличии наружных средств солнцезащиты световых проемов

$$k_a = \frac{F_1 m_1 + F_2 m_2 + F_3 m_3 + F_4 m_4 + F_5 m_5}{F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5}, \quad (2.29)$$

где  $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5$  — площади соответственно трех внутренних стен, потолка и пола помещения, м<sup>2</sup>;  $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$  — коэффициенты, учитывающие аккумуляцию тепла соответственно тремя внутренними стенами, потолком и полом помещения и принимаемые в зависимости от материала ограждающей конструкции и ее толщины (табл. 2.15). При этом в многослойной ограждающей конструкции учитывается только основной слой, ближайший к облучаемой поверхности; расчетная толщина стен и перегородок, разделяющих два смежных нагреваемых солнцем помещения, принимается равной половине их фактической толщины, а если одно из смежных помещений нагревается солнцем, а другое нет — то их фактической толщине.

Таблица 2.15. Значения коэффициента  $m$  для различных внутренних ограждающих конструкций

Материал ограждающей конструкции	Расчетная толщина, мм	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м×К)	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^7$ , м <sup>2</sup> /с	Значения $m$ при продолжительности периода поступления прямой солнечной радиации на фасад здания, ч			
				12	10	8	6
Бетон, железобетон, естественные камни	35	1,05—1,74	5,6—8,3	0,78	0,71	0,64	0,54
	50			0,7	0,64	0,55	0,45
	100			0,6	0,53	0,45	0,38
	150			0,53	0,48	0,42	0,36
	280			0,45	0,41	0,36	0,31
	>400			0,42	0,4	0,35	0,3
Кирпичная кладка, легкие бетоны	60	0,7—0,93	3,3—5,3	0,74	0,65	0,57	0,49
	130			0,6	0,55	0,49	0,43
	190			0,58	0,53	0,47	0,42
	≥260			0,55	0,5	0,45	0,41
Гипсовые материалы Древесные материалы Тепло- и звукоизоляционные материалы, пористые пластмассы и полимеры	50	0,23—0,47	3,2—3,3	0,88	0,84	0,79	0,72
	25	0,23—0,29	1,4—1,9	0,84	0,81	0,75	0,69
	≥50	0,06—0,12	2,8—4,2	1	0,99	0,98	0,95

Для случая, когда световой проем ориентирован на Ю, ЮЗ и З, значения  $m$ , приведенные в табл. 2.15, следует умножать на 1,2.

При проектировании вентиляции, в том числе с испарительным (адиабатическим) охлаждением воздуха, величину  $\frac{t_{\text{н}} - t_{\text{в}}}{R_0} F_0$  в формуле (2.27) учитывать в расчете не следует.

Для вертикального остекления световых проемов

$$q' = (q_{\text{в.п}} + q_{\text{в.р}}) k_1 k_2, \quad (2.30)$$

$$q'' = q_{\text{в.р}} k_1 k_2. \quad (2.31)$$

Для горизонтального остекления световых проемов

$$q' = (q_{\text{г.п}} + q_{\text{г.р}}) k_1 k_2. \quad (2.32)$$

Для наклонного остекления световых проемов с углом между плоскостью наклонного остекления и горизонтальной плоскостью  $\gamma$ , град, при  $\alpha_{\text{г}} < 90^\circ$

$$q' = (q_{\text{г.п}} k_3 + q_{\text{в.п}} k_4 + q_{\text{г.р}}) k_1 k_2; \quad (2.33)$$

при  $\alpha_{\text{г}} \geq 90^\circ$  и  $\alpha_{\text{в}} > \gamma$

$$q' = (q_{\text{г.п}} k_3 - q_{\text{в.п}} k_4 + q_{\text{г.р}}) k_1 k_2; \quad (2.34)$$

при  $\alpha_{\text{г}} \geq 90^\circ$  и  $\alpha_{\text{в}} \leq \gamma$  и для горизонтального остекления

$$q'' = q_{\text{г.р}} k_1 k_2. \quad (2.35)$$

В формулах (2.30) — (2.35)  $q_{\text{в.п}}$  и  $q_{\text{в.р}}$  — поступление тепла соответственно от прямой и рассеянной солнечной радиации через одинарное вертикальное остекление светового проема в июле, Вт/м<sup>2</sup> (табл. 2.16);  $q_{\text{г.п}}$  и  $q_{\text{г.р}}$  — то же, через одинарное горизонтальное остекление (см. табл. 2.16);  $k_1$  — коэффициент, учитывающий затенение остекления световых проемов переплетами и загрязнение атмосферы (табл. 2.17);  $k_2$  — коэффициент, учитывающий загрязне-

Таблица 2.16 Поступление тепла, Вт/м<sup>2</sup>, от прямой и рассеянной солнечной радиации в июле через вертикальное и горизонтальное одинарное остекление световых проемов со стеклом толщиной 2,5—3,5 мм

Географическая широта объекта строительства, °с. ш.	Истинное солнечное время		Ориентация вертикального светового проема до полудня								Горизонтальный световой проем
			С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ	
	часы до полудня	часы после полудня	Ориентация вертикального светового проема после полудня								
			С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	В	СВ	
36	5—6	18—19	69/36	117/36	116/24	24/28	16	16	21	19	13/31
	6—7	17—18	55/71	334/91	348/109	156/86	52	36	44	47	100/62
	7—8	16—17	27/81	369/114	435/134	273/109	71	56	55	56	242/78
	8—9	15—16	71	274/104	419/123	307/108	77	60	60	60	470/87
	9—10	14—15	64	149/80	345/99	298/91	35/78	63	62	62	554/100
	10—11	13—14	62	36/71	186/85	230/83	87/78	65	62	65	672/101
	11—12	12—13	60	67	33/76	119/74	110/78	3/69	67	65	716/104
40	5—6	18—19	71/31	170/47	214/47	50/35	20	20	21	22	20/31
	6—7	17—18	51/71	350/97	419/112	183/86	55	42	44	47	114/62
	7—8	16—17	6/78	345/114	493/133	302/109	71	56	55	57	271/78
	8—9	15—16	71	258/104	471/121	354/108	60/78	60	60	60	431/87
	9—10	14—15	64	116/80	363/99	342/95	150/79	63	62	62	558/93
	10—11	13—14	62	6/71	191/81	274/83	222/81	67	62	65	651/100
	11—12	12—13	60	67	35/73	172/77	257/81	45/72	65	65	692/104
44	5—6	18—19	84/38	222/53	292/58	72/40	23	22	22	23	31/36
	6—7	17—18	42/70	369/98	452/112	209/86	55	44	44	33	126/62
	7—8	16—17	77	357/110	509/130	333/109	71	55	55	55	283/88
	8—9	15—16	71	256/101	490/121	398/108	66/79	60	59	60	431/83
	9—10	14—15	64	84/80	371/100	387/101	162/81	63	60	62	543/93
	10—11	13—14	60	71	193/80	305/86	245/84	67	60	64	629/98
	11—12	12—13	59	67	37/72	214/79	288/85	73/77	65	65	668/98
48	5—6	18—19	93/45	256/60	327/65	95/45	27	26	24	26	37/42
	6—7	17—18	35/69	385/98	472/114	237/87	55	43	44	44	145/62
	7—8	16—17	74	349/107	542/129	363/109	3/73	53	53	53	285/73
	8—9	15—16	70	222/99	497/121	427/112	80/81	60	58	59	420/83
	9—10	14—15	64	60/81	372/100	419/107	186/86	65	58	62	519/93
	10—11	13—14	60	71	193/81	352/94	271/87	7/70	60	64	601/95
	11—12	12—13	59	67	37/72	251/84	317/88	106/78	65	65	643/98
52	5—6	18—19	102/55	301/69	371/73	116/52	31	28	28	28	57/42
	6—7	17—18	26/69	391/98	497/119	272/91	59	43	44	44	158/62
	7—8	16—17	71	342/106	545/129	398/110	13/76	55	53	53	291/74
	8—9	15—16	67	197/97	498/123	448/114	94/85	63	57	58	419/83
	9—10	14—15	63	42/79	374/100	429/110	206/87	67	59	60	508/87
	10—11	13—14	60	69	193/84	363/98	299/90	14/72	60	62	585/93
	11—12	12—13	59	65	37/72	231/86	344/91	150/78	65	63	630/98
56	4—5	19—20	88/19	165/33	227/27	17/20	12	13	13	12	33/20
	5—6	18—19	104/56	344/74	423/74	140/57	35	28	30	30	76/42
	6—7	17—18	17/66	401/93	523/115	287/90	58	42	43	44	169/57
	7—8	16—17	65	340/98	547/122	424/105	22/74	53	48	53	287/71
	8—9	15—16	62	174/87	504/114	479/108	128/85	64	55	56	405/78
	9—10	14—15	58	26/71	378/91	479/102	245/88	67	56	57	493/87
10—11	13—14	57	62	193/76	427/92	347/91	21/72	58	58	566/91	
	11—12	12—13	55	59	37/67	330/79	398/92	176/76	63	58	606/93
60	3—4	20—21	40/7	63/9	95/7	—	—	—	—	—	—
	4—5	19—20	112/28	272/40	291/37	58/14	16	15	14	14	49/23



Географическая широта объекта строительства, °С. Ш.	Истинное солнечное время		Ориентация вертикального светового проема до полудня								Горизонтальный световой проем
	часы до полудня	часы после полудня	С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ	
			Ориентация вертикального светового проема после полудня								
			С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	В	СВ	
60	5—6 6—7 7—8 8—9 9—10 10—11 11—12	18—19 17—18 16—17 15—16 14—15 13—14 12—13	107/51 15/59 57 55 51 51 50	387/71 404/86 331/83 147/77 19/62 55 55	448/78 542/107 556/110 509/99 378/77 193/65 37/60	152/58 313/85 441/97 501/98 501/92 452/84 363/74	35 53 37/70 166/81 287/86 384/91 449/91	28 40 49 60 65 70/69 215/71	30 40 45 50 51 53 56	33 43 50 52 53 53 53	92/42 178/57 284/65 391/67 466/78 534/80 578/78
64	3—4 4—5 5—6 6—7 7—8 8—9 9—10 10—11 11—12	20—21 19—20 18—19 17—18 16—17 15—16 14—15 13—14 12—13	70/19 158/38 109/52 12/55 52 51 49 48 48	126/23 330/51 429/74 408/82 316/82 133/73 12/58 51 51	121/19 307/51 471/83 558/105 576/106 519/95 379/74 488/83 37/57	35/12 97/38 208/62 362/85 483/95 543/95 544/91 488/83 395/74	12 21 26 52 57/69 194/79 331/85 435/90 495/90	9 19 28 38 47 58 64 116/67 256/70	9 21 31 37 42 47 48 49 51	10 22 35 44 48 50 54 51 51	34/15 63/30 105/42 187/57 286/62 386/62 443/72 507/67 544/65
68	2—3 3—4 4—5 5—6 6—7 7—8 8—9 9—10 10—11 11—12	21—22 20—21 19—20 18—19 17—18 16—17 15—16 14—15 13—14 12—13	63/17 112/28 128/44 113/52 9/55 51 51 48 48 48	145/16 281/33 409/58 475/78 412/83 297/83 135/74 5/57 51 51	144/12 258/35 384/65 504/95 584/106 583/106 531/98 394/74 193/62 442/74	28/9 70/19 135/42 245/66 386/88 499/99 578/99 583/91 531/85 452/74	8 19 23 38 7/55 79/69 231/102 369/83 453/90 523/90	6 12 17 28 38 47 58 65 174/65 302/71	7 9 19 31 37 42 48 49 51 51	8 14 20 38 44 48 49 50 50 51	29/15 59/31 83/37 134/47 198/57 283/62 376/62 440/67 483/67 520/67

Примечание. В числителе приведены значения прямой радиации, в знаменателе — рассеянной; отдельной цифрой дано значение рассеянной радиации.

Таблица 2.17. Значения коэффициента  $k_1$ 

Заполнение светового проема	Незагрязненная атмосфера Для световых проемов, облучаемых в расчетный час солнцем или находящийся в тени	Загрязненная атмосфера промышленных районов при расположении объекта строительства на широте, °С. Ш.			
		36—40		44—68	
		Для световых проемов, облучаемых в расчетный час солнцем		Для световых проемов, находящихся в расчетный час в тени	
Остекление одинарное без переплетов, заполнение проема стеклоблоками или стеклофильтром	1	0,7	0,75	1,6	1,75
Остекление двойное без переплетов	0,9	0,63	0,68	1,45	1,58
Остекление в металлических переплетах					
одинарных	0,8	0,56	0,6	1,28	1,4
двойных	0,72	0,51	0,54	1,15	1,26
Остекление в деревянных переплетах					
одинарных	0,65	0,46	0,48	1,04	1,14
двойных	0,6	0,42	0,45	0,96	1,08

ние стекла (табл. 2.18);  $k_3$  и  $k_4$  — коэффициенты, учитывающие поступление тепла через наклонное остекление световых проемов (табл. 2.19).

При расчете систем вентиляции с механическим и естественным побуждением, а также систем вентиляции с испарительным (адиабатическим) охлаждением приточного воздуха и систем кондиционирования воздуха для определения

Т а б л и ц а 2.18. Значения коэффициента  $k_2$

Содержание в воздушной среде помещения частиц пыли, дыма или копоти, мг/м <sup>3</sup>	Степень загрязнения остекления	Значение $k_2$	
		при $80^\circ < \gamma \leq 90^\circ$	при $0^\circ \leq \gamma \leq 80^\circ$
10 и более	Значительное Умеренное Незначительное Чистое стекло	0,85	0,75
От 5 до 10		0,9	0,80
Не более 5		0,95	0,85
		1	0,95

Т а б л и ц а 2.19. Значения коэффициентов  $k_3$  и  $k_4$

$\gamma$ , град	$k_3$	$k_4$	$\gamma$ , град	$k_3$	$k_4$	$\gamma$ , град	$k_3$	$k_4$
0	1	0	25	0,91	0,42	60	0,5	0,87
5	1	0,09	30	0,87	0,5	70	0,34	0,94
10	0,99	0,17	40	0,77	0,64	80	0,17	0,98
15	0,97	0,26	50	0,64	0,77	90	0	1
20	0,94	0,34						

поступлений тепла в помещения принимаются значения суммарной или рассеянной радиации, приведенные в табл. 2.16, за те, часы, в течение которых предусматривается занятие помещений людьми. При наличии световых проемов в противоположных стенах помещения определяется суммарное поступление тепла за период эксплуатации помещения.

Для помещений, имеющих световые проемы в стенах, которые расположены под углом  $90^\circ$  друг к другу, составляется график (таблица) почасовых поступлений тепла по ходу солнца за период занятости помещений людьми, начиная с часа, предшествующего началу этого периода.

При наличии затеняющих строительных конструкций (ребер, козырьков и т. п.) для затененной площади светового проема учитывается поступление тепла только от рассеянной радиации. Величина затененной площади светового проема  $F_{\text{от}}$ , м<sup>2</sup>, определяется графическим способом согласно СНиП II-33-75 или для вертикальных световых проемов, в которых вынос ребра  $a$  не превышает выноса козырька  $b$ , вычисляется по формуле

$$F_{\text{от}} = Aa \frac{\operatorname{tg} \alpha_{\text{в}}}{\cos \alpha_{\text{г}}} Bb \operatorname{tg} \alpha_{\text{г}} - 0,5 (a^2 + b^2) \frac{\operatorname{tg} \alpha_{\text{в}} \operatorname{tg} \alpha_{\text{г}}}{\cos \alpha_{\text{г}}} - AB + A_{\text{п}} B_{\text{п}}, \quad (2.36)$$

где  $A$  — расстояние от плоскости боковой затеняющей конструкции (ребра) до противоположного конца светового проема, м;  $B$  — расстояние от нижней плоскости козырька до противоположного конца светового проема, м;  $a$  и  $b$  — вынос соответственно ребра и козырька относительно плоскости остекления ( $b \geq a$ ), м;  $\alpha_{\text{в}}$  — высота солнца, град;  $\alpha_{\text{г}}$  — солнечный азимут остекления, град;  $A_{\text{п}}$  и  $B_{\text{п}}$  — размер светового проема соответственно по горизонтали и вертикали, м.

## 2.2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ТЕПЛА, ПОСТУПАЮЩЕГО ЧЕРЕЗ ПОКРЫТИЕ И СТЕНОВЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ

Поступление тепла в помещения в теплый период года через покрытия зданий определяется по формуле

$$Q = \left[ \frac{1}{R_0} (t_n + R_n \rho I_{\text{ср}} - t_b) + \beta k \frac{A_{\tau_B}}{R_B} \right] F, \quad (2.37)$$

где  $R_0$  — сопротивление теплопередаче покрытия,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ , определяемое по формуле (1.5);  $t_n$  — среднемесячная температура наружного воздуха за июль,  $^{\circ}\text{C}$ , принимаемая согласно СНиП II-A.6-72;  $R_n$  — термическое сопротивление при теплообмене между наружным воздухом и внешней поверхностью покрытия,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ , определяемое по формуле (1.6);  $\rho$  — коэффициент поглощения солнечной радиации материалом наружной поверхности покрытия (см. табл. 1.18);  $I_{\text{ср}}$  — среднесуточная суммарная (прямая и рассеянная) солнечная радиация, падающая на горизонтальную поверхность,  $\text{Вт}/\text{м}^2$  (см. табл. 1.19);  $t_b$  — расчетная температура внутреннего воздуха,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\beta$  — коэффициент для определения гармонически изменяющихся величин теплового потока в различные часы суток (табл. 2.20);  $k$  — коэффициент, принимаемый для покрытий с вентилируемыми воздушными прослойками 0,6 и для всех других покрытий — 1;  $A_{\tau_B}$  — амплитуда колебаний температуры внутренней поверхности ограждающих конструкций,  $^{\circ}\text{C}$ , определяемая по формуле (1.43);  $R_B$  — термическое сопротивление при теплообмене между внутренней поверхностью покрытия и воздухом помещения,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ , имеющее те же значения, что и в формуле (1.5);  $F$  — площадь покрытия,  $\text{м}^2$ .

Т а б л и ц а 2.20. Значения коэффициента  $\beta$

Время до и после максимума поступления тепла, ч	$\beta$	Время до и после максимума поступления тепла, ч	$\beta$	Время до и после максимума поступления тепла, ч	$\beta$	Время до и после максимума поступления тепла, ч	$\beta$
0	1	4	0,5	7	-0,26	10	-0,87
1	0,97	5	0,26	8	-0,5	11	-0,97
2	0,87	6	0	9	-0,71	12	-1
3	0,71						

Время поступления в помещение максимума тепла через покрытие, начиная от полуночи, определяется по формуле

$$Z = 16 - 0,067\lambda_T + \theta + 2,7D, \quad (2.38)$$

где  $\lambda_T$  — то же, что и в формуле (2.26);  $\theta$  — разница между действительным местным временем и московским, ч;  $D$  — тепловая инерция покрытия, определяемая по формуле (1.2).

Количество тепла, Вт, поступающего в помещения через стены, как правило, не учитывается. При необходимости [1] его можно определить по формуле

$$Q = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{R_0} F, \quad (2.39)$$

где  $R_0$  — сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции, определяемое по формуле (1.5) при  $R_B = 0,143 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$  и  $R_n = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  $F$  — площадь стены,  $\text{м}^2$ ;  $\Delta t_1$  и  $\Delta t_2$  — эквивалентные разности температур,

определяемые по следующим формулам:

$$\Delta t_1 = t_n - t_b - AA_{t_n} - B; \quad (2.40)$$

$$\Delta t_2 = \Delta t_3 + \frac{I}{I_0} (\Delta t_4 - \Delta t_3), \quad (2.41)$$

где  $t_n$  — расчетная летняя температура наружного воздуха, °С, принимаемая по параметрам Б;  $t_b$  — расчетная температура внутреннего воздуха, °С;  $A_{t_n}$  — амплитуда суточных колебаний температуры, °С; принимаемая по СНиП II-A.6-72 (меньшая из среднесуточных амплитуд за июль и август);  $A$  и  $B$  — коэффициенты, принимаемые по табл. 2.21 в зависимости от массы  $1 \text{ м}^2$  стенового ограждения;  $\Delta t_3$  и  $\Delta t_4$  — исходные эквивалентные расчетные разности температур, °С, соответственно для затененных и облучаемых солнцем стен (табл. 2.22);  $I/I_0$  — отношение максимального напряжения солнечной радиации на вертикальную плоскость для заданных широты и ориентации к максимальному напряжению солнечной радиации для  $40^\circ$  с. ш. (табл. 2.23).

Таблица 2.21. Значения коэффициентов  $A$  и  $B$

Масса $1 \text{ м}^2$ стенового ограждения, кг	$A$	$B$
До 35	0	0
36—270	0,25	5,5
Более 270	0,5	2,75

Для синих (не темных), зеленых, светло-красных, светло-коричневых, неокрашенных деревянных стен и стен цвета натурального бетона в качестве исходной эквивалентной расчетной разности температур рекомендуется принимать среднеарифметическое значение  $\Delta t_4$  для светлых и темных стен.

### 2.2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧИХ ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЙ

Поступления тепла из смежных помещений, имеющих собственные избытки тепла, определяются по формуле

$$Q = \frac{t_c - t_n}{R_0} F, \quad (2.42)$$

где  $t_c$  — температура воздуха в смежном помещении, °С, определяемая расчетом или по соответствующим главам СНиП;  $t_n$  — температура в кондиционируемом помещении, °С;  $R_0$  — сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции, разделяющей помещения,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  $F$  — площадь ограждающей конструкции,  $\text{м}^2$ .

Если смежные помещения не имеют собственных избытков тепла и слабо вентилируются,

$$Q = \frac{t_n - t_n}{R_0} mF, \quad (2.43)$$

где  $t_n$  — расчетная температура наружного воздуха для теплого периода, принимаемая по параметрам Б, °С;  $m$  — понижающий коэффициент, равный: 0,75 — для междуэтажного перекрытия, отделяющего кондиционируемое помещение от верхнего этажа здания, если верхний этаж находится непосредственно под кровлей или чердачным покрытием; 0,5 — для всех ограждений, кроме полов, расположенных над первым этажом здания, над подвалом или на грунте; 0,25 — для полов, расположенных над первым этажом здания; 0 — для

Таблица 2.22. Исходная эквивалентная расчетная разность температур

Вид стенового ограждения	Ориентация стены	Часы суток		
		8	10	12
<b>Разность температур <math>\Delta t_s</math></b>				
Кирпичная стена толщиной 200 мм и массой 360 кг/м <sup>2</sup> То же, 300 мм и 540 кг/м <sup>2</sup> Бетонная или каменная стена толщиной 200 мм и массой 500 кг/м <sup>2</sup> То же, 300 мм и 750 кг/м <sup>2</sup>	Любая	0/0	0/0	0/0
	»	2,2/2,2	1,1/1,1	1,1/1,1
	»	0/0	0/0	0/0
	»	0/0	0/0	0/0
<b>Разность температур <math>\Delta t_s</math></b>				
Кирпичная стена толщиной 200 мм и массой 360 кг/м <sup>2</sup>  То же, 300 мм и 540 кг/м <sup>2</sup>  Бетонная или каменная стена толщиной 200 мм и массой 500 кг/м <sup>2</sup>  То же, 300 мм и 750 кг/м <sup>2</sup>	СВ	1,1/1,1	1,1/1,1	5,6/1,1
	В	4,4/3,3	4,4/3,3	7,8/4,4
	ЮВ	4,4/2,2	3,3/3,3	3,3/2,2
	Ю	2,2/1,1	2,2/1,1	2,2/1,1
	ЮЗ	4,4/2,2	3,3/2,2	3,3/2,2
	З	4,4/2,2	3,3/2,2	3,3/2,2
	СЗ	1,1/1,1	1,1/1,1	1,1/1,1
	С	0/0	0/0	0/0
	СВ	4,4/3,3	4,4/3,3	4,4/2,2
	В	6,7/4,4	6,7/4,4	6,7/4,4
	ЮВ	5,6/3,3	5,6/3,3	5,6/3,3
	Ю	4,4/3,3	4,4/3,3	3,3/2,2
	ЮЗ	5,6/3,3	5,6/3,3	5,6/3,3
	З	6,7/4,4	6,7/4,4	6,7/4,4
	СЗ	4,4/3,3	4,4/3,3	4,4/2,2
	С	2,2/2,2	1,1/1,1	1,1/1,1
Бетонная или каменная стена толщиной 200 мм и массой 500 кг/м <sup>2</sup>  То же, 300 мм и 750 кг/м <sup>2</sup>	СВ	2,2/1,1	2,2/0	8,9/4,4
	В	3,3/2,2	7,8/4,4	13,3/6,7
	ЮВ	3,3/1,1	3,3/2,2	8,9/5,6
	Ю	1,1/0,6	1,1/0,6	2,2/0,6
	ЮЗ	3,3/1,1	2,2/1,1	3,3/1,1
	З	3,3/2,2	3,2/2,2	4,4/2,2
	СЗ	2,2/1,1	2,2/0	2,2/1,1
	С	0/0	0/0	0/0
	СВ	3,3/2,2	3,3/1,1	3,3/1,1
	В	5,6/3,3	4,4/3,3	5,6/3,3
	ЮВ	4,4/2,2	4,4/2,2	3,3/2,2
	Ю	3,3/2,2	2,2/1,1	2,2/1,1
	ЮЗ	4,4/2,2	4,4/2,2	3,3/2,2
	З	6,6/3,3	4,4/3,3	4,4/3,3
	СЗ	3,3/2,2	3,3/1,1	3,3/2,1
	С	0/0	0/0	0/0

Примечание. В числителе приведены данные для темных, в знаменателе —

полов, расположенных на грунте или над подвалом; 1 — если смежное помещение не имеет собственных избытков тепла и усиленно вентилируется.

Поступление тепла и влаги от находящихся в помещении взрослых мужчин характеризуется данными, приведенными в табл. 2.24. Взрослые женщины выделяют 85%, а дети — 75% тепла и влаги, поступающих от взрослого мужчины.

Количество тепла, поступающего от искусственного освещения, определяется по фактической или проектной мощности освещения.

Количество тепла, поступающего в помещение от отдельного электродвигателя, в том случае, когда принудительное охлаждение с отводом тепла за пределы помещения отсутствует, а энергия, сообщаемая рабочему телу (воде, воздуху), отводится за пределы помещения, определяется по формуле

$$Q = 10^3 N_y k, \quad (2.44)$$

где  $N_y$  — установочная (номинальная) мощность электродвигателя, кВт;  $k$  — коэффициент, принимаемый равным 0,25—0,4.

для наружных стен зданий, расположенных на 40° с. ш. [1]

по солнечному времени

14	16	18	20	22	24
----	----	----	----	----	----

для затененных стен

0/0	1,1/1,1	3,3/3,3	4,4/4,4	4,4/4,4	3,3/3,3
1,1/1,1	1,1/1,1	1,1/1,1	1,1/1,1	2,2/2,2	3,3/3,3
1,1/1,1	2,2/2,2	3,3/3,3	4,4/4,4	3,3/3,3	2,2/2,2
0/0	1,1/1,1	2,2/2,2	3,3/3,3	4,4/4,4	3,3/3,3

для облучаемых солнцем стен

8,9/4,4	7,8/4,4	5,6/3,3	5,6/4,4	5,6/5,6	5,6/4,4
10/5,6	10/8,6	7,8/4,4	7,8/5,6	7,8/5,6	6,7/5,6
7,8/5,6	10/6,7	8,9/6,7	6,7/5,6	6,7/5,6	6,7/5,6
2,2/1,1	5,6/3,3	8,9/5,6	8,9/6,3	6,7/5,6	5,6/4,4
4,4/2,2	5,6/3,3	6,7/4,4	11,1/6,7	13,3/8,9	11,1/7,8
4,4/3,3	5,6/3,3	7,8/4,4	11,1/8,9	13,3/8,9	13,3/8,9
2,2/1,1	3,3/2,2	4,4/3,3	5,6/4,4	8,8/7,8	10/7,8
0/0	1,1/1,1	3,3/3,3	4,4/4,4	4,4/4,4	3,3/3,3
4,4/2,2	5,6/2,2	6,7/3,3	6,7/3,3	5,6/3,3	5,6/3,3
5,6/3,3	6,7/4,4	7,8/5,6	7,8/5,6	7,8/4,4	7,8/4,4
5,6/3,3	5,6/3,3	6,7/4,4	7,8/5,6	7,8/5,6	6,7/4,4
3,3/2,2	3,3/2,2	4,4/2,2	5,6/3,3	6,7/4,4	6,7/4,4
5,6/3,3	5,6/3,3	5,6/4,4	5,6/4,4	6,7/4,4	7,8/5,6
5,6/3,3	5,6/3,3	5,6/3,3	5,6/3,3	6,7/4,4	8,9/5,6
4,4/2,2	4,4/2,2	4,4/2,2	4,4/3,3	5,6/3,3	5,6/3,3
1,1/1,1	1,1/1,1	1,1/1,1	1,1/1,1	2,2/2,2	3,3/3,3
7,8/4,4	5,6/3,3	6,7/4,4	6,7/5,6	5,6/4,4	4,4/3,3
13,3/6,7	10/5,6	7,8/5,6	7,8/5,6	6,7/5,6	5,6/4,4
10/6,7	10/6,7	7,8/6,7	6,7/5,6	6,7/5,6	5,6/4,4
6,7/3,3	8,9/6,7	10/6,7	7,8/6,7	5,6/4,4	4,4/3,3
4,4/2,2	7,8/5,6	12,2/8,9	13,3/8,9	12,2/8,9	5,6/4,4
4,4/3,3	6,7/4,4	11,1/7,8	15,6/10	14,4/10	7,8/5,6
2,2/2,2	3,3/3,3	6,7/5,6	11,1/7,8	12,2/8,9	4,4/3,3
1,1/1,1	2,2/2,2	3,3/3,3	4,4/4,4	3,3/3,3	2,2/2,2
7,8/4,4	7,8/4,4	5,6/4,4	5,6/4,4	6,7/5,6	5,6/4,4
10/5,6	10/6,7	8,9/5,6	6,7/5,6	7,8/5,6	7,8/5,6
7,8/4,4	8,9/5,6	8,9/5,6	7,8/5,6	6,7/5,6	6,7/5,6
2,2/1,1	5,6/3,3	7,8/5,6	8,9/6,7	7,8/5,6	5,6/4,4
3,3/2,2	4,4/3,3	5,6/4,4	10/7,8	11,1/7,8	10/6,7
5,6/3,3	5,6/3,3	6,7/4,4	8,9/6,6	13,3/7,8	12,2/7,8
3,3/2,2	3,3/2,2	4,4/3,3	5,6/4,4	10/6,7	11,1/7,8
0/0	1,1/1,1	2,2/2,2	3,3/3,3	4,4/4,4	3,3/3,3

для светлых стен.

Теплопередача от нагретых поверхностей [1] находится из выражения

$$Q_n = \frac{t_{\text{пов}} - t_{\text{в}}}{R} F, \quad (2.45)$$

где  $t_{\text{пов}}$  и  $t_{\text{в}}$  — температура соответственно нагретой поверхности и воздуха в помещении, °С;  $F$  — площадь нагретой поверхности, м<sup>2</sup>;  $R$  — сопротивление теплопередаче от нагретой поверхности к воздуху помещения, м<sup>2</sup> · К/Вт.

Для воздуховодов, зонтов и т. п.

$$R = 0,086/\sqrt{v}; \quad (2.46)$$

для поверхности нагретой воды

$$R = 0,245/(1,4 + v), \quad (2.47)$$

где  $v$  — скорость движения воздуха, м/с.

Поступление тепла за счет инфильтрации наружного воздуха в теплый период года учитывается в том случае, когда подпор, создаваемый в помеще-

Таблица 2.23. Отношение  $I/I_0$ 

Географическая широта, ° ш	Ориентация стен				
	Ю	З и В	ЮЗ и ЮВ	СЗ и СВ	С
24	0,3	0,98	0,8	1,01	1,12
28	0,33	0,98	0,9	1,01	1,06
32	0,6	0,99	0,93	1	1
36	0,8	0,99	0,98	1	1
40	1	1	1	1	1
44	1,23	1,01	1,05	1	1,03
48	1,4	1,02	1,11	1	1,05
52	1,65	1,03	1,17	1	1,11
56	1,88	1,05	1,23	1,03	1,29
60	2,1	1,08	1,23	1,06	1,44
64	2,3	1,12	1,34	1,11	1,58

Таблица 2.24. Количество тепла, Вт, и влаги, г/ч, выделяемых взрослым мужчиной

Физическая нагрузка	Вид тепло- и влаговыделений	Температура воздуха в помещении, °С					
		10	15	20	25	30	35
Покой	Тепло явное	140	116	87	58	41	12
	» скрытое	23	29	29	35	52	81
	» полное	163	145	116	93	93	93
Легкая работа	Влага явное	30	40	40	50	75	115
	Тепло явное	151	122	99	64	41	6
	» скрытое	29	35	52	81	10	139
Работа средней тяжести	» полное	180	157	151	145	145	145
	Влага явное	40	55	75	115	150	200
	Тепло явное	163	134	105	70	41	6
Тяжелая работа	» скрытое	52	76	99	128	157	192
	» полное	215	210	204	198	198	198
	Влага явное	70	110	140	185	230	280
Тяжелая работа	Тепло явное	198	163	128	93	53	12
	» скрытое	93	128	163	198	238	279
	» полное	291	291	291	291	291	291
	Влага	135	185	240	295	355	415

ний, меньше необходимого для воспрепятствования инфильтрации, и определяется по формуле

$$Q_{\text{н}} = \left( 1,8 \frac{S v_{\text{в}}}{R_{\text{н}}} + 0,28 L_{\text{д}} \gamma \right) (I_{\text{н}} - I_{\text{в}}), \quad (2.48)$$

где  $S$  — площадь оконных проемов,  $\text{м}^2$ ;  $v_{\text{в}}$  — расчетная скорость ветра для теплового периода года,  $\text{м/с}$  (см. табл. 1.5);  $R_{\text{н}}$  — сопротивление воздухопроницаемости,  $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}^{2/3} / \text{кг}$  (см. табл. 1.22);  $\gamma$  — плотность наружного воздуха,  $\text{кг/м}^3$ ;  $I_{\text{н}}$  и  $I_{\text{в}}$  — энтальпия соответственно наружного и внутреннего воздуха,  $\text{кДж/кг}$ ;  $L_{\text{д}}$  — количество воздуха, поступающего в здание при открывании дверей,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , которое вычисляется по выражению

$$L_{\text{д}} = l_{\text{д}} n, \quad (2.49)$$

$n$  — количество людей, проходящих через дверь;  $l_{\text{д}}$  — ориентировочное количество воздуха, поступающего в здание через дверь, в расчете на каждого человека, проходящего через дверь,  $\text{м}^3/\text{ч}$  (табл. 2.25).

Т а б л и ц а 2.25. Ориентировочное количество воздуха, поступающего в здание через дверь, в расчете на каждого проходящего через дверь человека, м<sup>3</sup>/ч

Количество людей, проходящих через дверь в час, чел.	Обычная дверь		Дверь с тамбуром		Вращающаяся дверь	
	одна	более одной	одна	более одной	одна	более одной
До 100	3	4,75	2,5	3,5	0,8	1
100—700	3	4,75	2,5	3,5	0,7	0,9
700—1400	3	4,75	2,25	3,5	0,5	0,6
1400—2100	2,75	4	2,25	3,25	0,3	0,3

Поступление явного тепла при этом определяется по формуле

$$Q_{н.я} = \left( 1,8 \frac{Sv_v}{R_n} + 0,28L_{д\gamma} \right) (t_n - t_v), \quad (2.50)$$

где  $t_n$  и  $t_v$  — температура наружного воздуха и воздуха в помещении, °С.

## 3. ОТОПЛЕНИЕ

### 3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ

#### 3.1.1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМАМ ОТОПЛЕНИЯ

Системы отопления жилых и гражданских зданий должны обеспечивать равномерный нагрев воздуха отапливаемых помещений в течение всего отопительного периода, возможность регулирования производительности, допустимый уровень шума, удобство в эксплуатации и при ремонте, пожарную безопасность, а также не должны нарушать интерьера зданий. При проектировании систем отопления необходимо следить за тем, чтобы бесполезные потери тепла (через наружные ограждающие конструкции за нагревательными приборами и трубопроводами, прокладываемыми в неотапливаемых помещениях, и др.) были минимальными и не превышали для жилых зданий 10%, а для общественных — 15% общего расхода тепла на их отопление. Системы отопления должны иметь минимальную металлоемкость. Расход металла на их изготовление не должен превышать величин, указанных в табл. 3.1.

Вид системы отопления и теплоносителя, тип нагревательных приборов, а также предельную температуру теплоносителя в системах отопления с местными нагревательными приборами следует принимать по табл. 3.2. В системах водяного отопления лестничных клеток допускается применение воды с температурой до 150° С.

#### 3.1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ И ПОРЯДОК ВЫБОРА СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы водяного отопления бывают с естественной и искусственной циркуляцией теплоносителя. В системах с естественной циркуляцией движение воды происходит за счет разности плотностей охлажденной и горячей воды. В системах с искусственной циркуляцией побудителем является насос с механическим приводом или струйный насос (элеватор).



**Таблица 31. Удельный расход трубопроводов и удельная площадь поверхности нагрева отопительных приборов на 1 м<sup>2</sup> площади (общей — для жилых, полезной — для общественных зданий)**

Типы зданий	Расход трубопроводов, кг	Площадь поверхности нагрева отопительных приборов, экм, для температуры наружного воздуха, °С		
		от —5 до —20	от —21 до —35	от —36 до —45
Жилые здания высотой 1 этаж	4,5	0,38	0,46	0,52
То же, 2 этажа	4,5	0,29	0,34	0,38
» 3—4 этажа	2	0,18	0,21	0,24
» 5 этажей	1,1	0,16	0,18	0,21
» 6—9 этажей	1,1	0,15	0,16	0,18
» 10—16 этажей	0,9	0,15	0,16	0,17
Общезитня и дома для малосемейных высотой до 9 этажей	1,2	0,18	0,19	0,21
То же, 10 этажей и более	1,2	0,22	0,23	0,24
Детские ясли-сады	1,6	Не более 0,24		
Общеобразовательные школы	1,3			
Здания управлений и проектных организаций	1,6	Не более 0,2		
Учебные корпуса техникумов и ПТУ	1,1			
Учебно-производственные корпуса и мастерские техникумов и ПТУ; общественные и общественно бытовые корпуса техникумов, ПТУ, санаториев, домов отдыха и др.	1,2			
Спальные корпуса санаториев, домов отдыха, турбаз, интернатов и др.	0,9			
Лечебно-медицинские корпуса (неспециализированные) санаториев, домов отдыха и др.	1,3			
Профилактории, турбазы	1,2			
Клубы, дома культуры	1,8			
Библиотеки	1,4			
Книотеатры	1,7			
Спортивные корпус	1,6			
Плавательные бассейны	1,7			
Архивы	1,6			
Дома быта, комплексные приемные пункты бытового обслуживания	1,5			
Комбинаты бытового обслуживания	1,1			
Магазины	0,9			
Предприятия общественного питания, торгово-общественные центры	1,6			

**Таблица 3.2. Системы отопления, допускаемые к применению в жилых и общественных зданиях, и предельная температура теплоносителя в системах с местными нагревательными приборами (СНиП 11-33-75)**

Здания и сооружения	Вид отопления и тип нагревательных приборов	Предельная температура теплоносителя, °С
Жилые дома, общежития, гостиницы, дома отдыха, санатории, пансионаты, школы и другие учебные заведения, здания управлений, научных и проектных учреждений и другие подобные здания, поликлиники, амбулатории, аптеки, здравпункты, пионерские лагеря; предприятия бытового обслуживания населения (кроме бань и душевых павильонов), здания других лечебно-профилактических учреждений	Водяное с радиаторами или конвекторами; водяное со встроенными в строительные конструкции нагревательными элементами и стояками, квартирное воздушное, совмещенное с вентиляцией при централизованном теплоснабжении, воздушное, совмещенное с приточной вентиляцией; лучистое с теплоносителем — воздухом	95*

Здания и сооружения	Вид отопления и тип нагревательных приборов	Предельная температура теплоносителя, °С
Детские ясли-сады, больницы и родильные дома	Водяное с радиаторами и бетонными панелями, водяное со встроенными в строительные конструкции нагревательными элементами и стояками	85
Спортивные залы	Воздушное, совмещенное с приточной вентиляцией, водяное с радиаторами, конвекторами, бетонными панелями и гладкими трубами; водяное со встроенными в строительные конструкции нагревательными элементами и стояками	115
Плавательные бассейны, крытые стадионы и другие отапливаемые спортивные сооружения	То же	130 — при постоянной и 150 — при переменной температуре теплоносителя в течение отопительного периода
Бани, прачечные, душевые павильоны	Водяное с радиаторами или гладкими трубами; воздушное, совмещенное с приточной вентиляцией (в раздевальных и мыльных помещениях бань на 200 мест и более, в душевых павильонах с числом мест более 26, в стиральном, сушильно-гладильном и других цехах прачечных); водяное со встроенными в строительные конструкции нагревательными элементами и стояками	То же
Рестораны, столовые, кафе, вакусочные, буфеты, магазины	Водяное с радиаторами, конвекторами и гладкими трубами, водяное со встроенными в строительные конструкции нагревательными элементами и стояками; воздушное, совмещенное с приточной вентиляцией, в помещениях большого объема (например, обеденных и торговых залах)	
Железнодорожные вокзалы, аэропорты	Воздушное, совмещенное с приточной вентиляцией, водяное с радиаторами и конвекторами, панели с обогреваемой поверхностью пола (в вестибюлях и проходах)	*
Театры, кинотеатры, клубы, зрительные залы	Водяное с радиаторами, конвекторами и гладкими трубами, воздушное, совмещенное с вентиляцией	115
Музеи, выставки, книгохранилища, читальные залы, архивы, библиотеки	Воздушное, совмещенное с приточной вентиляцией; водяное с радиаторами и конвекторами; водяное со встроенными в строительные конструкции нагревательными элементами и стояками	95*
Здания книгохранилищ и архивов	Воздушное, совмещенное с приточной вентиляцией или с кондиционированием воздуха	130 — при постоянной и 150 — при переменной температуре теплоносителя в течение отопительного периода

\* Для одноконтурных систем отопления температура теплоносителя должна приниматься такой, чтобы на поверхности труб, стояков и подводов к нагревательным приборам температура была не более 105° С.

Если теплоноситель последовательно проходит через нагревательные приборы, система отопления называется одноконтурной, а при параллельном соединении приборов — двухконтурной.

Система отопления имеет верхнюю разводку, если подающая магистраль проходит выше нагревательных приборов, и нижнюю — если подающая и обратная магистрали проходят ниже нагревательных приборов. В системе с опрокинутой циркуляцией подающая магистраль расположена ниже, а обратная — выше нагревательных приборов.

При горизонтальном расположении труб, соединяющих приборы, система отопления будет горизонтальной, при вертикальном — вертикальной. Тупиково-

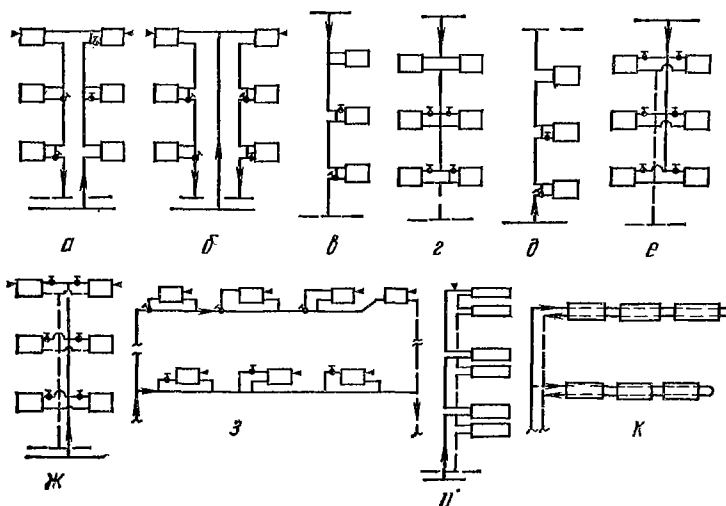


Рис. 3.1. Принципиальные схемы стояков систем водяного отопления:

*а, б* — П- и Т-образный стояки вертикальной одноконтурной системы с нижней разводкой; *в, г* — стояки вертикальной одноконтурной системы с верхней разводкой с односторонним и двусторонним присоединением приборов; *д* — стояк вертикальной одноконтурной системы с опрокинутой циркуляцией; *е, ж* — стояки двухконтурной системы с верхней и нижней разводкой; *з* — стояк горизонтальной одноконтурной системы; *и, к* — стояки вертикальной и горизонтальной бифилярной системы

вой называют систему со встречным движением воды в подающей и обратной магистралях. Движение воды по магистралям в одном направлении определяет систему с попутным движением воды.

Если в системе отопления каждый нагревательный прибор, установленный в данном помещении, состоит из двух равных частей («а» и «б»), в которых вода движется в противоположных направлениях и теплоноситель последовательно проходит сначала через все части «а», а затем через все части «б», то такая система носит название бифилярной.

Вертикальные одноконтурные системы отопления с нижней разводкой и П-образными или Т-образными стояками (рис. 3.1, *а, б*) рекомендуется применять для здания высотой три этажа и более с бесчердачными покрытиями. Их выгодно применять и в зданиях с чердаками, используя нагревательные приборы, теплоотдача которых не зависит от направления движения воды в них (например, конвекторы).

Вертикальные одноконтурные системы отопления с верхней разводкой (рис. 3.1, *в, г*) и с опрокинутой циркуляцией (рис. 3.1, *д*) следует применять преимущественно в зданиях повышенной этажности с чердаками. Системы с верхней разводкой характеризуются большей гидравлической устойчивостью.

В системах с опрокинутой циркуляцией не рекомендуется применять чугунные и стальные колончатые радиаторы.

При выборе наиболее предпочтительной системы отопления необходимо учитывать, что потеря напора в стояке должна составлять не менее 70% полагаемого напора системы отопления. Желательно избегать применения схем движения воды «снизу вверх» и «снизу вниз» для приборов, в которых направление движения влияет на теплоотдачу, например, чугунных и стальных колончатых радиаторов.

Для обеспечения необходимой гидравлической устойчивости систему с опрокинутой циркуляцией рекомендуется [23] устраивать при соблюдении условия

$$H_{ст} \geq 30h_{ст}, \quad (3.1)$$

где  $H_{ст}$  — потеря напора в стояке, мм;  $h_{ст}$  — расстояние между подающей и обратной магистралями, м.

Вертикальные однотрубные системы отопления рекомендуется проектировать с тупиковой схемой движения теплоносителя в магистралях.

Двухтрубные системы отопления с верхней разводкой (рис. 3.1, е) можно применять в системах с искусственной циркуляцией для зданий высотой до 3 этажей и с чердаком.

При искусственной циркуляции система отопления характеризуется значительной начальной и эксплуатационной разрегулировкой. Предлагавшиеся для уменьшения разрегулировки краны повышенного гидравлического сопротивления промышленностью изготавливаются в ограниченном количестве. Системы отопления с естественной циркуляцией свободны от эксплуатационной разрегулировки, однако радиус действия их не должен превышать 30 м по горизонтали.

Двухтрубные системы отопления с нижней разводкой (рис. 3.1, ж) применяют в зданиях с бесчердачным покрытием высотой до 3 этажей при искусственной циркуляции.

Двухтрубные системы отопления следует проектировать тупиковыми. Применение систем с попутным движением воды должно быть обосновано, так как для них повышается расход труб.

Горизонтальные однотрубные системы отопления (рис. 3.1, з) следует применять в общественных зданиях. В качестве нагревательных приборов в этих системах желательно устанавливать конвекторы, предпочтительно типа «Комфорт», имеющие регулировку теплопроизводительности по воздуху.

Бифилярные системы отопления (рис. 3.1, и, к) можно применять в жилых и общественных зданиях. Тепловую производительность нагревательных приборов этих систем затруднительно регулировать по воде, поэтому целесообразно применять приборы с регулированием по воздуху либо проектировать горизонтальные ветки на одно помещение.

### 3.1.3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

В зависимости от назначения, ориентации и режима работы помещения могут обслуживаться одной или несколькими системами отопления.

Для помещений, имеющих специальное назначение (отдельные конторские помещения, магазины, домовые кухни, парикмахерские, пункты приема и выдачи белья и т. д.) и встроенных в здания и сооружения с иным основным назначением (производственные, вспомогательные и жилые здания) или пристроенных к ним, как правило, предусматривают ту же систему отопления и тот же теплоноситель, которые применяются для основного здания или сооружения, если это не противоречит требованиям табл. 3.2.

Прокладку трубопроводов систем отопления предусматривают открытой, за исключением трубопроводов систем водяного отопления со встроенными в конструкции зданий нагревательными элементами и стояками. При совместной прокладке подающий трубопровод располагают справа от обратного. Стояки систем отопления рекомендуется размещать в углах, образуемых наружными ограждающими конструкциями.

При скрытой прокладке трубопроводов, которую можно устраивать при наличии особых архитектурных, гигиенических или технологических требований, во всех местах расположения разборных соединений и арматуры предусматривают люки.

Магистральные трубопроводы прокладывают в подвалах, технических этажах, чердаках, подпольях или (при их отсутствии) в каналах под полом первого этажа либо открыто, над полом. При прокладке трубопроводов в каналах предусматривают возможность доступа к трубопроводам путем устройства съемного фриза пола. Разводку магистральных трубопроводов устраивают пофасадной для возможности регулировки системы отопления.

В местах пересечения перекрытий, стен и перегородок трубопроводами устанавливают гильзы с кольцевым зазором 15 мм между внутренней поверхностью гильзы и трубопроводом. Зазор заполняют несгораемым теплоизоляцион-

Рис. 3.2. Прокладка стояка системы отопления через перекрытие без гильз:

а — со смещенными замыкающими участками; б — с проточными приборами.

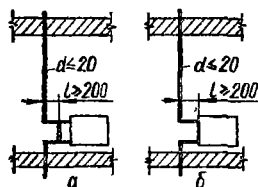
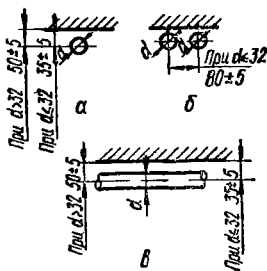


Рис. 3.3. Монтажные положения неизолированных трубопроводов систем отопления

а — вертикального трубопровода; б — стояка двухтрубной системы отопления; в — горизонтального трубопровода.



ным материалом. Края гильз располагают на 20—30 мм выше поверхности чистого пола и на одном уровне с поверхностью стен, потолок и перегородок. При пересечении трубопроводами противопожарных стен места прохода плотно заделывают и они служат неподвижными опорами. Свободное тепловое удлинение труб предусматривается по обе стороны от стен. Стояки однотрубных систем отопления с проточными нагревательными приборами и со смещенными замыкающими участками допускается прокладывать через несгораемые перекрытия без установки гильз, при этом элементы стояка должны иметь размеры, указанные на рис. 3.2.

Монтажные положения неизолированных трубопроводов приведены на рис. 3.3.

Встроенные в конструкцию здания элементы отопительных систем допускается использовать в качестве неподвижных опор, устраивая компенсаторы на подводящих трубопроводах. На главных стояках систем отопления с верхней разводкой, на транзитных стояках однотрубных систем отопления и на протяженных прямых участках магистралей предусматривают П-образные компенсаторы. В остальных случаях для компенсации тепловых удлинений трубопроводов используют их повороты.

Диаметр стояков однотрубных систем отопления рекомендуется принимать постоянным по всей длине и равным 15 или 20 мм. Стояки диаметром 25 мм рекомендуется применять только при невозможности увязки потерь напора в них другими способами. Допускается применение составных стояков из трубопроводов не более двух диаметров; при этом стояк должен иметь только один переход с одного диаметра на другой.

Вертикальные участки однотрубных стояков прокладывают на расстоянии  $150 \pm 50$  мм от оконного откоса, горизонтальные — в полу, на сварке. Допускается прокладка горизонтального участка над полом.

Для возможности опорожнения системы магистральные трубопроводы прокладывают с уклоном, величину которого следует принимать не менее 0,002. Магистральные трубопроводы диаметром более 50 мм и распределительные линии горизонтальных систем отопления независимо от диаметра допускается про-

кладывать без уклона; при этом скорость движения воды в трубопроводах должна быть не менее 0,25 м/с. Расходы воды в трубопроводах для обеспечения этого условия приведены в табл. 3.3.

Подводки к нагревательным приборам при длине 500 мм и менее прокладывают без уклонов. При большей длине подводки устраивают с уклоном в сторону движения теплоносителя 5—10 мм на всю длину.

В зданиях высотой более 16 этажей и в зданиях с техническими этажами при прокладке инженерных коммуникаций предусматривают дренажные трубопроводы для опорожнения частей систем отопления. Для горизонтальных систем водяного отопления проектируют дренажные стояки для опорожнения трубопроводов, прокладываемых на каждом этаже. Стояки вертикальных сис-

Таблица 3.3. Минимальные допустимые расходы воды для трубопроводов, прокладываемых без уклона

$d_{y_0}$ , мм	$G_{мин}$ , кг/ч	$d_{y_0}$ , мм	$G_{мин}$ , кг/ч	$d_{y_0}$ , мм	$G_{мин}$ , кг/ч	$d_{y_0}$ , мм	$G_{мин}$ , кг/ч
15	170	32	870	57×3	1800	108×3,5	7000
20	310	40	1160	76×3	3350	127×4	9770
25	500	50	1950	89×3	4750	159×4	15 750

тем водяного отопления присоединяют к дренажным трубопроводам с разрывом струи в воронки.

Воздух из систем отопления удаляют в высших точках. При верхней разводке трубопроводов рекомендуется проектировать проточные воздухоборники и только при скоростях теплоносителя менее 0,1 м/с можно применять непроточные. Движение теплоносителя и выделяющегося из него воздуха предусматривают в одном направлении. В вертикальных участках трубопроводов, где вода движется сверху вниз, для обеспечения удаления воздуха скорость движения воды принимают не менее 0,25 м/с. В системах отопления с нижней разводкой воздух удаляется через воздушные краны на верхних нагревательных приборах либо через воздухоборник на воздушных линиях, а в системах с верхней разводкой и естественной циркуляцией теплоносителя — через расширительный бак.

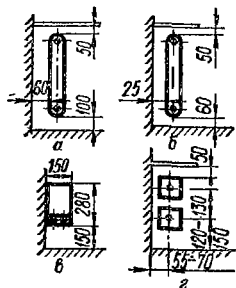
Нагревательные приборы рекомендуется располагать преимущественно под световыми проемами. Под окнами их располагают так, чтобы вертикальные оси оконных проемов и приборов совпадали. В целях индустриализации заготовки приборных блоков в жилых зданиях, гостиницах и общежитиях это условие можно не соблюдать. Под витринами нагревательные приборы нужно располагать по всей длине светового проема.

Нагревательные приборы не следует размещать в отсеках тамбуров, имеющих наружные двери. При устройстве тройных дверей с двумя тамбурами приборы размещают во внутреннем тамбуре.

Отопление лестничных клеток предусматривают с помощью рециркуляционных воздухонагревателей или конвекторов, ребристых труб или caloriferов, размещаемых в нижней части лестничных клеток для зданий высотой до 12 этажей. При подключении систем отопления к тепловым сетям с температурой теплоносителя — воды, превышающей допустимую для принятой системы отопления, лестничные воздухонагреватели устраивают, как правило, предпочтительными по отношению к основной системе отопления. При наличии теплоносителя с температурой 95° С и ниже нагревательные приборы лестничных клеток подключают к отдельным стоякам систем отопления по однотрубной проточной схеме без установки регулирующей арматуры. На высоте менее 2,2 м от уровня пола, площадок или ступеней лестничных маршей нагревательные приборы в лестничных клетках располагают так, чтобы они не сокращали требуемую по пожарным нормам ширину маршей и промежуточных площадок и не образовывали выступов из плоскости стен.

Нагревательные приборы «на сцепке» разрешается устанавливать в пределах одного помещения, за исключением приборов, устанавливаемых в кухнях жилых домов, раздевальнях, коридорах, уборных, умывальнях и т. п., которые допускается присоединять «на сцепке» к приборам соседних помещений. При одностороннем присоединении подводок к двум нагревательным приборам диаметры сцепок принимают равными диаметру ниппельного отверстия прибора. При соединении «на сцепке» более двух нагревательных приборов и при числе секций в радиаторах более 25 (более 15 в системах с естественной циркуляцией) предусматривают разностороннее присоединение приборов.

Нагревательные приборы, питаемые теплоносителем с температурой выше  $105^{\circ}\text{C}$ , необходимо размещать на расстоянии не менее 100 мм отгораемых конструкций или предусматривать теплоизоляцию этих конструкций несгораемыми материалами. Минимальные расстояния от строительных конструкций до нагревательных приборов рекомендуется принимать по рис. 3.4.



Стояки однотрубных систем отопления (в целях максимальной индустриализации монтажных и заготовительных работ) проектируют с односторонним присоединением нагревательных приборов в проточно-регулируемом варианте с обходными участками,

Рис. 3.4. Минимальные расстояния от строительных конструкций до нагревательных приборов:

*a* — до радиаторов в помещениях санаторно-курортных, лечебно-профилактических и детских учреждений; *б* — до радиаторов в помещениях всех прочих зданий; *в* — до конвекторов типа «Комфорт»; *г* — до конвекторов плинтусного типа.

устанавливая для регулировки теплоотдачи приборов трехходовые краны. При отсутствии трехходовых кранов допускается применять системы со смещенными замыкающими участками в вертикальных приборных узлах и осевыми — в горизонтальных. В этих случаях теплоотдача приборов регулируется кранами двойной регулировки.

При наличии в помещении нескольких нагревательных приборов регулирующую арматуру устанавливают для части их, так чтобы теплоотдача регулируемых приборов составляла не менее 50% общей теплоотдачи приборов данного помещения. Для конвекторов с воздушными клапанами регулирующую арматуру на трубопроводах не предусматривают. Не регулируется теплопроводимость приборов, размещаемых во вспомогательных помещениях (гардеробных, душевых, кладовых, санузлах) и в местах, где имеется возможность их замораживания.

Запорную арматуру предусматривают для отключения и опорожнения отдельных частей системы: на каждом стояке зданий высотой более 3 этажей; на стояках лестничных клеток независимо от числа этажей; на отдельных кольцах и ветвях; до и после элеваторов, клапанов и другого оборудования. При температуре теплоносителя в подающей магистрали до  $100^{\circ}\text{C}$  на стояках в местах присоединения к магистрали устанавливают проходные краны и тройники с пробками. При температуре теплоносителя в подающей магистрали более  $100^{\circ}\text{C}$  на стояках устанавливают вентили вместо проходных кранов и спускные краны вместо тройников с пробками. В зданиях высотой 9 этажей и более спускные краны для опорожнения стояков и вентили устанавливают независимо от температуры теплоносителя. Расстояние от магистрали трубопроводов до запорной арматуры, устанавливаемой на стояках или ответвлениях трубопроводов, должно быть не более 120 мм.

Изоляцию трубопроводов отопления предусматривают для сохранения требуемых параметров теплоносителя, предотвращения замерзания теплоносителя и предотвращения перегрева помещений. Обязательно теплоизолируют трубопроводы, проходящие в неотапливаемых помещениях, главные стояки

систем отопления с верхней разводкой, трубопроводы, проходящие в подпольных каналах, расширительные сосуды, воздухооборники и воздухоотводчики, размещаемые в неотапливаемых помещениях.

## 3.2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Системы отопления рассчитывают с целью определения площади поверхности нагревательных приборов и диаметров трубопроводов в следующем порядке: определяют теплотери для каждого из отапливаемых помещений; выбирают систему отопления и тип нагревательных приборов; выполняют тепловой и гидравлический расчеты системы. Если в качестве нагревательных приборов принимаются чугунные или стальные колончатые радиаторы, сначала производят гидравлический расчет (любым методом), а затем определяют требуемую площадь поверхности нагревательных приборов. Если же приняты другие нагревательные приборы, сначала предварительно определяют площадь поверхности нагревательных приборов, затем выполняют гидравлический расчет, на основе которого корректируют площадь поверхности нагревательных приборов, после чего, при необходимости, уточняют гидравлический расчет.

### 3.2.1. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Фактическая расчетная теплопроизводительность системы отопления, Вт, представляет собой сумму расчетных теплотерь отапливаемых помещений ( $Q_{т.п}^{зд}$ ), включая расход тепла на нагревательные приборы лестничных клеток, дополнительных потерь тепла, связанных с остыванием теплоносителя в подающих ( $Q'_{доп.п}$ ) и обратных ( $Q'_{доп.о}$ ) магистралах, и дополнительных потерь тепла вследствие размещения нагревательных приборов у наружных ограждающих конструкций ( $Q''_{доп}$ ).

В случае недостатка данных для точного расчета дополнительные потерн можно принимать в долях от  $Q_{т.п}^{зд}$  по следующим формулам:

для жилых зданий

$$Q'_{доп.п} = 0,033Q_{т.п}^{зд}; \quad (3.2)$$

$$Q'_{доп.о} = 0,017Q_{т.п}^{зд}; \quad (3.3)$$

для общественных зданий

$$Q'_{доп.п} = 0,067Q_{т.п}^{зд}; \quad (3.4)$$

$$Q'_{доп.о} = 0,033Q_{т.п}^{зд}; \quad (3.5)$$

для жилых и общественных зданий

$$Q''_{доп} = 0,05Q_{т.п}^{зд}. \quad (3.6)$$

Расчетный расход теплоносителя, кг/ч, поступающего из внешней тепловой сети, определяется по формуле

$$G_{сет} = 3,6 \frac{Q_{т.п}^{зд} + Q'_{доп.п} + Q'_{доп.о} + Q''_{доп}}{c(T - t_o^{\Phi})}, \quad (3.7)$$

где  $c$  — удельная массовая теплоемкость воды, принимаемая приближенно постоянной и равной 4,19 кДж/(кг · К);  $T$  — расчетная температура сетевой воды (например, 150° С);  $t_o^{\Phi}$  — фактическая температура воды в обратной магистрали, °С, вычисляемая по выражению

$$t_o^{\Phi} = t_o - 3,6 \frac{Q'_{доп.о} + Q''_{доп}}{cG_{сисг}}, \quad (3.8)$$



Таблица 3.4. Расчетные формулы для определения плотности теплового потока

Нагревательный прибор	$q_{0\text{ЭКМ}}$	$\beta_1$
Конвектор «Аккорд»	$q_{0\text{ЭКМ}} = 3,41\Delta t_m^{1,2}$ (3.11)	$\beta_1 = \left(\frac{G_{\text{пр}}}{300}\right)^{0,045}$
Конвектор «Комфорт» КН-20	$q_{0\text{ЭКМ}} = 1,82\Delta t_m^{1,35}$ (3.12)	$\beta_1 = \left(\frac{G_{\text{пр}}}{300}\right)^{\nu}$
Чугунные ребристые трубы	$q_{0\text{ЭКМ}} = 5,06\Delta t_m + 0,042\Delta t_m^2$ (3.13)	1
Стальные гладкие трубы ( $d_y = 40 \div 100$ мм)	$q_{0\text{ЭКМ}} = 1,84\Delta t_m^{1,32}$ (3.14)	1
Чугунный радиатор М140-АО движение воды снизу вверх	При $\bar{G} < 7$	1
	$q_{0\text{ЭКМ}} = 1,93\Delta t_m^{1,33}\Delta t_{\text{пр}}^{-0,075}$ (3.15)	
	При $\bar{G} \geq 7$	1
	$q_{0\text{ЭКМ}} = 2,64\Delta t_m^{1,24}$ (3.16)	
То же, снизу вниз	При $\bar{G} < 7$	1
	$q_{0\text{ЭКМ}} = 3,3\Delta t_m^{1,25}\Delta t_{\text{пр}}^{-0,087}$ (3.17)	
	При $\bar{G} \geq 7$	1
	$q_{0\text{ЭКМ}} = 4,48\Delta t_m^{1,15}$ (3.18)	
То же, сверху вниз	При $\bar{G} < 7$	1
	$q_{0\text{ЭКМ}} = 1,93\Delta t_m^{1,36}\Delta t_{\text{пр}}^{-0,031}$ (3.19)	
	При $\bar{G} \geq 7$	1
	$q_{0\text{ЭКМ}} = 2,2\Delta t_m^{1,32}$ (3.20)	
Стальные панельные радиаторы РСГ-2, один ряд, движение воды сверху вниз	$q_{0\text{ЭКМ}} = 2,37\Delta t_m^{1,3}$ (3.21)	$\beta_1 = \left(\frac{G_{\text{пр}}}{300}\right)^{0,016}$
То же, один и два ряда снизу вверх	$q_{0\text{ЭКМ}} = 2,24\Delta t_m^{1,3}$ (3.22)	$\beta_1 = \left(\frac{G_{\text{пр}}}{300}\right)^{0,066}$
	$q_{0\text{ЭКМ}} = 2,26\Delta t_m^{1,3}$ (3.23)	1

в котором  $t_o$  — расчетная температура воды после нагревательных приборов системы отопления (например,  $70^\circ\text{C}$ );  $G_{\text{сист}}$  — расчетный расход воды в системе отопления (после элеватора или иного смесительного устройства), кг/ч, определяемый уравнением

$$G_{\text{сист}} = 3,6 \frac{Q_{\text{т.л}}^{\text{зд}} - Q_{\text{л.к}}^{\text{п.в}}}{c(t_r - t_o)} \quad (3.9)$$

где  $Q_{\text{л.к}}^{\text{п.в}}$  — расчетная тепловая нагрузка предвключенных нагревательных приборов лестничных клеток, Вт;  $t_r$  — расчетная температура воды на входе в нагревательные приборы системы отопления (например,  $95$  или  $105^\circ\text{C}$ ).

Для измерения площади теплоотдающей поверхности нагревательных приборов принята условная единица — эквивалентный квадратный метр (ЭКМ),

которому соответствует такая часть нагревательного прибора, которая в нормализованных условиях испытаний обеспечивает теплосъем в размере 506 Вт. Нормализованным условиям отвечают средняя температура теплоносителя 82,5° С, температура воздуха отапливаемых помещений 18° С и определенные, различные для разных типов нагревательных приборов расход теплоносителя и схема подключения (установки).

Теплосъем с 1 экм зависит от температурного напора, перепада температуры в нагревательном приборе и расхода теплоносителя, которые для разных типов нагревательных приборов различны. Поэтому в условиях, отличающихся от нормализованных для данного нагревательного прибора, теплосъем с 1 экм для разных нагревательных приборов различен. Это обстоятельство необходимо учитывать при замене одного типа нагревательных приборов другим. При такой замене необходимо пересчитать площадь поверхности нагревательных приборов.

Теплосъем с 1 экм, Вт/экм, удобно определять по формуле

$$q_{\text{ЭКМ}} = q_{0\text{ЭКМ}} \beta_1 \beta_2, \quad (3.10)$$

где  $\beta_1$  — коэффициент, учитывающий влияние расхода греющей воды через нагревательный прибор;  $\beta_2$  — коэффициент, учитывающий взаимное влияние элементов нагревательного прибора;  $q_{0\text{ЭКМ}}$  — условная плотность теплового потока, Вт/экм, соответствующая теплосъему с 1 экм, когда  $\beta_1 = \beta_2 = 1$ .

Значения  $q_{0\text{ЭКМ}}$  (табл. 3.5) и  $\beta_1$  (табл. 3.6) определяются по формулам, приведенным в табл. 3.4. Значения коэффициента  $\beta_2$  учтены табличными данными, относящимися к расчетной площади поверхности соответствующих нагревательных приборов.

В формулах, приведенных в табл. 3.4,  $G_{\text{пр}}$  — расход греющей воды через нагревательный прибор, кг/ч;  $\Delta t_{\text{пр}}$  — перепад температуры греющей воды в нагревательном приборе, равный разности температур воды на входе в прибор и на выходе из него, °С;  $\Delta t_m$  — температурный напор, °С, который для нагревательных приборов систем отопления принимается равным среднеарифметической разности температур греющей воды и воздуха внутри отапливаемого помещения и определяется по формуле

$$\Delta t_m = t_{\text{г}} - t_{\text{в}} - \frac{\Delta t_{\text{пр}}}{2}; \quad (3.24)$$

$t_{\text{г}}$  и  $t_{\text{в}}$  — температура, °С, соответственно теплоносителя на входе в нагревательный прибор и воздуха в отапливаемом помещении, °С;  $\bar{G}$  — относительный расход воды через чугунные радиаторы, определяемый по формуле

$$\bar{G} = G_{\text{пр}} / 17,4 F_{\text{ЭКМ}}, \quad (3.25)$$

в которой 17,4 — нормализованный расход греющей воды для чугунных радиаторов, кг/ч, в расчете на 1 экм;  $F_{\text{ЭКМ}}$  — площадь поверхности нагрева нагревательного прибора, экм.

### 3.1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОЩАДИ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Для удобства расчетов в табл. 3.5 принята условная величина 0, °С, определяемая по формуле

$$0_i = \Delta T_{\text{г}} + \Delta t_i, \quad (3.26)$$

где  $\Delta T_{\text{г}}$  — поправка (табл. 3.7), обусловленная тем, что температура воды на входе в стояк  $t_{\text{г}}$  и температура воздуха внутри отапливаемого помещения  $t_{\text{в}}$  отличаются от принятых при составлении табл. 3.5 значений  $t_{\text{г}} = 150^\circ \text{С}$  и  $t_{\text{в}} = 5^\circ \text{С}$ :

$$\Delta T_{\text{г}} = (150 - t_{\text{г}}) + (t_{\text{в}} - 5) + 1; \quad (3.27)$$

Таблица 3.5. Условная плотность теплового потока, Вт/экм

$\Delta t_{\text{тп}},$ °C	Конвекторы «Акорд»																					
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	20	25	35	45	60	80
2	1321	1316	1310	1305	1299	1294	1288	1283	1277	1272	1266	1261	1255	1250	1244	1239	1217	1190	1136	1082	1002	898
4	1299	1294	1288	1283	1277	1272	1266	1261	1255	1250	1244	1239	1233	1228	1222	1217	1195	1168	1114	1061	981	877
6	1277	1272	1266	1261	1255	1250	1244	1239	1233	1228	1222	1217	1212	1206	1201	1195	1174	1146	1093	1039	960	857
8	1255	1250	1244	1239	1233	1228	1222	1217	1212	1206	1201	1195	1190	1184	1179	1174	1152	1125	1071	1018	939	836
10	1233	1228	1222	1217	1212	1206	1201	1195	1190	1184	1179	1174	1168	1163	1157	1152	1130	1103	1050	997	918	816
12	1212	1206	1201	1195	1190	1184	1179	1174	1168	1163	1157	1152	1146	1141	1136	1130	1109	1082	1029	976	898	795
14	1190	1184	1179	1174	1168	1163	1157	1152	1146	1141	1136	1130	1125	1120	1114	1109	1093	1039	987	910	832	729
16	1168	1163	1157	1152	1146	1141	1136	1130	1125	1120	1114	1109	1103	1098	1093	1087	1071	1017	965	888	810	707
18	1146	1141	1136	1130	1125	1120	1114	1109	1103	1098	1093	1087	1082	1077	1071	1066	1050	1045	1029	975	898	795
20	1125	1120	1114	1109	1103	1098	1093	1087	1082	1077	1071	1066	1061	1055	1050	1045	1034	1029	1024	970	893	790
22	1103	1098	1093	1087	1082	1077	1071	1066	1061	1055	1050	1045	1040	1034	1029	1024	1018	1013	1008	954	877	774
24	1082	1077	1071	1066	1061	1055	1050	1045	1039	1034	1029	1024	1018	1013	1008	1002	997	992	987	933	856	753
26	1061	1055	1050	1045	1039	1034	1029	1024	1018	1013	1008	1002	997	992	987	981	976	971	966	912	835	732
28	1039	1034	1029	1024	1018	1013	1008	1002	997	992	987	981	976	971	966	960	955	950	945	891	814	711
30	1018	1013	1008	1002	997	992	987	981	976	971	966	960	955	950	945	939	934	929	924	870	793	690
32	997	992	987	981	976	971	966	960	955	950	945	939	934	929	924	919	913	908	903	849	772	669
34	976	971	966	960	955	950	945	939	934	929	924	919	913	908	903	898	893	887	882	828	751	648
36	955	950	945	939	934	929	924	919	913	908	903	898	893	887	882	877	872	867	862	808	731	628
38	934	929	924	919	913	908	903	898	893	887	882	877	872	867	862	857	851	846	841	787	710	607
40	913	908	903	898	893	887	882	877	872	867	862	857	851	846	841	836	831	826	821	767	690	587
42	893	887	882	877	872	867	862	857	851	846	841	836	831	826	821	816	811	805	800	746	669	566
44	872	867	862	857	851	846	841	836	831	826	821	816	811	805	800	795	790	785	780	726	649	546
46	851	846	841	836	831	826	821	816	811	805	800	795	790	785	780	775	770	765	760	706	629	526
48	831	826	821	816	811	805	800	795	790	785	780	775	770	765	760	755	750	745	740	686	609	506
50	811	805	800	795	790	785	780	775	770	765	760	755	750	745	740	735	730	725	720	666	589	486
52	790	785	780	775	770	765	760	755	750	745	740	735	730	725	720	715	710	705	700	646	569	466
54	770	765	760	755	750	745	740	735	730	725	720	715	710	705	700	695	690	685	680	626	549	446
56	750	745	740	735	730	725	720	715	710	705	700	695	690	685	680	675	670	665	660	606	529	426
58	730	725	720	715	710	705	700	695	690	685	680	675	670	665	660	655	650	645	640	586	509	406
60	710	705	700	695	690	685	680	675	670	665	660	655	650	645	640	635	630	625	620	566	489	386
62	690	685	680	675	670	665	660	655	650	645	640	635	630	625	620	615	610	605	600	546	469	366
64	670	665	660	655	650	645	640	635	630	625	620	615	610	605	600	595	590	585	580	526	449	346
66	650	645	640	635	630	625	620	615	610	605	600	595	590	585	580	575	570	565	560	506	429	326
68	631	626	621	616	611	606	602	597	592	587	582	577	572	567	562	557	552	547	542	488	411	308
70	611	606	602	597	592	587	582	577	572	567	562	557	552	547	542	537	532	527	522	468	391	288
72	592	587	582	577	572	567	562	557	552	547	542	537	532	527	522	517	512	507	502	448	371	268
74	573	568	563	558	553	548	543	538	533	528	523	518	513	508	503	498	493	488	483	429	352	249



$\Delta t_{mp},$ °C	°C																					
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	20	25	35	45	60	80
60	738	732	727	721	715	709	704	698	692	686	681	675	669	664	658	652	630	602	547	494	417	320
62	715	709	704	698	692	686	681	675	669	664	658	652	647	641	635	630	607	556	505	453	397	301
64	692	686	681	675	669	664	658	652	647	641	635	630	624	619	613	607	585	536	484	432	377	283
66	669	664	658	652	647	641	635	630	624	619	613	607	602	596	591	585	564	516	464	412	358	265
68	647	641	635	630	624	619	613	607	602	596	591	585	580	574	569	564	542	495	443	391	337	244
70	624	619	613	607	602	596	591	585	580	574	569	564	558	553	547	542	521	474	422	370	316	223
72	602	596	591	585	580	574	569	564	558	553	547	542	537	531	526	521	499	452	400	348	294	201
74	580	574	569	564	558	553	547	542	537	531	526	521	515	510	505	499	478	431	379	327	273	180
76	558	553	547	542	537	531	526	521	515	510	505	499	494	489	484	478	458	411	359	307	253	160
78	537	531	526	521	515	510	505	499	494	489	484	478	473	468	463	458	437	390	338	286	232	140
80	515	510	505	499	494	489	484	478	473	468	463	458	453	447	442	437	417	370	318	266	212	120
82	494	489	484	478	473	468	463	458	453	447	442	437	432	427	422	417	397	350	298	246	192	100
84	473	468	463	458	453	447	442	437	432	427	422	417	412	407	402	397	377	330	278	226	172	80
86	453	447	442	437	432	427	422	417	412	407	402	397	392	387	382	377	358	311	259	207	153	60
88	432	427	422	417	412	407	402	397	392	387	382	377	372	367	362	357	338	291	239	187	133	70
90	412	407	402	397	392	387	382	377	372	367	362	357	352	347	342	337	318	271	219	167	113	70
92	392	387	382	377	372	367	362	357	352	347	342	337	332	327	322	317	298	251	199	147	93	70
94	372	367	362	357	352	347	342	337	332	327	322	317	312	307	302	297	278	231	179	127	73	70
96	353	348	343	338	333	328	323	318	313	308	303	298	293	288	283	278	259	212	160	108	54	70
98	334	329	324	319	314	309	304	299	294	289	284	279	274	269	264	259	240	193	141	89	35	70
100	315	310	305	300	295	290	285	280	275	270	265	260	255	250	245	240	221	174	122	70	12	70
102	297	292	287	282	277	272	267	262	257	252	247	242	237	232	227	222	203	156	104	52	12	70
104	278	273	268	263	258	253	248	243	238	233	228	223	218	213	208	203	184	137	85	33	12	70
2	1591	1682	1574	1565	1557	1548	1540	1532	1523	1515	1506	1498	1490	1482	1473	1465	1432	1389	1336	1283	1123	981
4	1557	1548	1540	1532	1523	1515	1506	1498	1489	1482	1473	1465	1457	1449	1440	1432	1400	1357	1304	1251	1091	953
6	1523	1515	1506	1498	1489	1482	1473	1465	1457	1449	1440	1432	1424	1416	1408	1400	1368	1325	1272	1219	1059	926
8	1490	1482	1473	1465	1457	1449	1440	1432	1424	1416	1408	1400	1392	1384	1376	1368	1336	1293	1240	1187	1027	899
10	1457	1449	1440	1432	1424	1416	1408	1400	1392	1384	1376	1368	1360	1352	1344	1336	1304	1261	1208	1155	1000	877
12	1424	1416	1408	1400	1392	1384	1376	1368	1360	1352	1344	1336	1328	1320	1312	1304	1272	1229	1176	1123	968	843
14	1392	1384	1376	1368	1360	1352	1344	1336	1328	1320	1312	1304	1296	1288	1280	1272	1240	1197	1144	1091	936	821
16	1360	1352	1344	1336	1328	1320	1312	1304	1296	1288	1280	1272	1264	1256	1248	1240	1208	1165	1112	1059	904	812
18	1328	1320	1312	1304	1296	1288	1280	1272	1264	1256	1248	1240	1232	1224	1216	1208	1176	1133	1080	1027	872	807
20	1297	1289	1281	1273	1266	1258	1250	1242	1234	1226	1218	1210	1202	1194	1186	1178	1146	1103	1050	997	842	771
22	1266	1258	1250	1242	1235	1227	1220	1212	1204	1197	1189	1182	1174	1167	1159	1151	1119	1076	1023	970	815	746
24	1235	1227	1220	1212	1204	1197	1189	1182	1174	1167	1160	1152	1145	1137	1130	1123	1091	1048	995	942	787	721
26	1204	1197	1189	1182	1174	1167	1160	1152	1145	1137	1130	1123	1115	1108	1101	1094	1062	1019	966	913	758	697

## Чугунные ребристые трубы





90	369	365	360	356	352	347	343	339	335	330	326	322	317	313	309	305	288	268	190	71
92	352	347	343	339	335	330	326	322	317	313	309	305	288	268	190	71	792	881	862	686
94	335	330	326	322	317	313	309	305	288	268	190	71	792	881	862	686	862	774	669	60
96	317	313	309	305	288	268	190	71	792	881	862	686	862	774	669	60	843	756	652	49
98	301	296	288	284	280	272	272	256	252	248	244	240	236	232	228	224	209	193	166	38
100	284	280	276	272	268	264	260	256	252	248	244	240	236	232	228	224	209	193	166	29
102	268	264	260	256	252	248	244	240	236	232	228	224	220	216	212	209	193	175	159	84
104	252	248	244	240	236	232	228	224	220	216	212	209	205	201	197	193	178	160	145	20
2	1248	1242	1237	1232	1226	1221	1215	1210	1195	1180	1166	1153	1140	1129	1117	1107	1067	1023	948	686
4	1205	1221	1215	1210	1206	1199	1194	1189	1172	1157	1144	1131	1118	1109	1096	1085	1025	982	928	881
6	1183	1178	1173	1167	1162	1157	1151	1146	1127	1113	1099	1087	1075	1063	1052	1042	1004	962	908	862
8	1162	1157	1151	1146	1141	1135	1130	1125	1105	1091	1077	1065	1053	1042	1031	1021	983	941	889	843
10	1141	1135	1130	1125	1120	1114	1109	1098	1082	1068	1055	1043	1031	1020	1010	1000	962	921	869	824
12	1120	1114	1109	1104	1099	1093	1088	1075	1060	1046	1034	1021	1010	999	989	979	942	901	849	805
14	1099	1093	1088	1083	1078	1072	1067	1053	1038	1025	1012	1000	989	978	968	958	921	881	829	786
16	1078	1072	1067	1062	1057	1051	1046	1031	1016	1003	990	977	967	957	947	937	901	861	809	768
18	1057	1051	1046	1041	1036	1031	1025	1009	994	981	969	957	946	936	926	916	881	841	789	749
20	1036	1031	1025	1020	1015	1010	1005	987	973	960	948	936	925	915	905	896	861	821	769	729
22	1015	1010	1005	1000	994	989	980	965	951	938	926	915	904	894	884	875	841	801	749	709
24	994	989	984	979	974	969	968	943	930	917	905	894	884	874	864	855	821	781	729	689
26	974	969	964	958	953	948	936	922	908	896	884	873	863	853	844	834	801	761	709	669
28	954	948	943	938	933	928	915	900	887	875	863	853	842	833	823	814	781	741	689	649
30	933	928	923	918	912	907	893	879	866	854	843	832	822	812	803	794	762	722	670	630
32	912	907	902	897	892	887	872	858	845	833	822	812	802	792	783	774	742	702	650	610
34	892	887	882	877	872	867	850	837	824	813	802	791	782	772	763	755	723	683	631	591
36	872	867	862	857	852	844	829	816	803	792	781	771	762	752	744	735	704	664	612	572
38	852	847	842	837	832	823	808	795	783	772	761	751	742	733	724	715	685	645	593	553
40	832	827	822	817	812	802	787	774	762	751	741	731	722	713	704	696	666	626	574	534
42	812	807	802	797	792	781	767	754	742	731	721	711	702	694	685	677	647	607	555	515
44	792	787	782	778	773	760	746	733	722	711	701	692	683	674	665	658	628	588	536	496
46	773	768	763	758	753	739	725	713	702	691	682	672	663	655	647	639	610	570	518	478
48	753	748	743	738	734	719	705	693	682	672	662	653	644	636	628	620	592	552	500	460
50	734	729	724	719	714	698	685	673	662	652	643	634	625	617	609	602	575	535	483	443
52	714	709	704	700	692	678	665	653	643	633	623	615	606	598	590	583	556	516	464	424
54	695	690	685	680	672	657	645	634	623	613	604	596	587	580	572	565	537	497	445	405
56	676	671	666	661	651	637	625	614	604	594	585	577	569	561	554	546	519	479	427	387
58	657	652	647	642	631	618	606	595	585	575	567	558	550	543	535	528	502	462	410	370
60	638	633	628	623	611	598	586	575	566	557	548	540	532	524	517	510	484	444	392	352
62	619	614	609	605	591	578	567	556	547	538	529	521	514	506	499	493	467	427	375	335
64	600	595	591	586	571	559	548	538	528	519	511	503	496	489	482	475	450	410	358	318
66	581	577	572	567	552	540	529	519	510	501	493	485	478	471	464	457	433	393	341	301
68	563	558	553	546	533	521	510	500	491	483	475	467	460	453	447	440	416	376	324	284
70	544	540	535	527	513	502	491	482	473	465	457	450	443	436	429	423	399	359	307	267
72	526	521	517	508	494	483	473	464	455	447	439	432	425	419	412	406	383	343	291	251
74																				

**Чугунные радиаторы (движение воды снизу вверх)**



Продолжение табл. 3.5

$\Delta t_{\text{пр}}, ^\circ\text{C}$	$\theta, ^\circ\text{C}$																				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	20	25	35	45	60
76	508	499	488	476	464	455	446	437	429	422	415	408	402	395	389	366	341	294	253	197	131
78	490	485	469	457	445	437	428	420	412	405	398	391	385	379	373	350	325	279	239	184	120
80	474	467	451	438	426	419	410	402	395	388	381	374	368	362	356	334	309	265	225	171	109
82	454	450	434	420	408	399	393	385	377	371	364	357	351	346	340	319	294	250	211	159	98
84	436	432	416	402	390	383	375	368	361	354	347	341	335	330	324	303	279	236	198	146	87
86	419	414	400	384	372	365	358	351	344	337	331	325	319	314	308	288	264	222	185	134	77
88	401	397	390	377	364	357	349	341	334	327	321	315	309	303	298	277	253	210	173	122	67
90	384	380	372	360	348	340	332	325	318	311	305	299	293	288	282	262	238	195	159	111	57
92	367	363	354	342	332	323	315	308	301	295	289	283	277	272	267	247	223	181	146	100	48
94	350	346	336	324	315	306	299	292	286	279	273	267	262	257	252	232	208	168	134	89	39
96	333	329	318	307	298	290	282	276	270	263	258	252	247	242	237	217	193	155	122	78	30
98	317	313	301	290	281	274	266	260	254	248	242	237	232	227	222	202	179	143	111	68	23
100	300	296	284	274	265	258	251	244	238	232	227	222	217	212	208	186	166	131	99	58	15
102	284	280	267	257	249	242	235	229	223	218	212	207	203	198	193	172	153	119	88	49	9
104	268	262	250	241	233	226	220	214	208	203	198	193	188	184	179	159	140	107	77	40	4

Чугунные радиаторы (движение воды снизу вверх)

2	1354	1349	1343	1338	1332	1327	1322	1316	1311	1289	1273	1257	1243	1229	1216	1159	1111	1028	956	861	749
4	1332	1327	1322	1316	1311	1305	1300	1295	1289	1266	1250	1235	1220	1207	1194	1138	1090	1007	936	842	731
6	1311	1305	1300	1295	1289	1284	1278	1273	1267	1243	1227	1212	1198	1185	1172	1116	1069	987	917	825	713
8	1289	1284	1278	1273	1268	1262	1257	1252	1247	1223	1207	1192	1178	1166	1153	1098	1051	969	898	806	696
10	1268	1262	1257	1252	1246	1241	1235	1230	1225	1201	1185	1170	1157	1144	1132	1077	1030	948	877	785	677
12	1246	1241	1235	1230	1225	1219	1214	1209	1203	1179	1163	1148	1135	1122	1110	1055	1008	926	855	763	660
14	1225	1219	1214	1209	1203	1198	1193	1187	1182	1158	1142	1127	1114	1102	1089	1034	987	905	834	742	642
16	1203	1198	1193	1187	1182	1177	1171	1166	1161	1137	1121	1106	1093	1081	1068	1013	966	884	813	721	625
18	1182	1177	1171	1166	1161	1155	1150	1145	1140	1116	1100	1085	1072	1060	1047	992	945	863	792	700	608
20	1161	1155	1150	1145	1139	1134	1129	1124	1118	1094	1078	1063	1050	1038	1025	970	923	841	770	678	590
22	1139	1134	1129	1124	1118	1113	1108	1102	1097	1073	1057	1042	1029	1017	1004	949	902	820	749	657	573
24	1118	1113	1108	1102	1097	1092	1087	1081	1076	1052	1036	1021	1008	996	983	928	881	799	728	636	552
26	1097	1092	1087	1081	1076	1071	1065	1060	1055	1031	1015	1000	987	975	962	907	860	778	707	615	531
28	1076	1071	1065	1060	1055	1050	1044	1039	1034	1010	994	979	966	954	942	889	842	760	689	597	513
30	1056	1050	1044	1039	1034	1029	1024	1018	1013	989	973	958	945	933	921	868	821	739	668	576	492
32	1034	1029	1024	1018	1013	1008	1003	997	992	968	952	937	924	912	900	847	800	718	647	555	471
34	1013	1008	1003	997	992	987	982	977	971	947	931	916	904	892	880	827	780	698	627	535	451
36	992	987	982	977	971	966	961	956	951	927	911	896	884	872	860	807	760	678	607	515	431
38	971	966	961	956	951	945	940	935	930	906	890	875	863	851	839	786	739	657	586	494	410
40	950	945	940	935	930	925	920	914	909	885	869	854	842	830	818	765	718	636	565	473	389
42	930	925	920	914	909	904	899	894	889	865	849	834	822	810	799	746	700	618	547	455	371
44	909	904	899	894	889	884	879	874	869	845	829	814	802	790	778	725	679	597	526	434	350



$\Delta t_{пр}$ , °C	°C																						
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	20	25	35	45	60	80	
32	1135	1128	1122	1115	1109	1102	1096	1081	1070	1060	1051	1041	1032	1023	1015	1006	1006	995	989	989	989	989	989
34	1096	1102	1096	1089	1083	1076	1070	1064	1044	1034	1024	1015	1005	997	989	980	972	963	963	963	963	963	963
36	1083	1076	1070	1063	1057	1050	1044	1037	1018	1008	998	989	980	972	963	955	946	938	938	938	938	938	938
38	1057	1050	1044	1037	1031	1024	1018	1011	992	982	972	963	955	946	938	929	921	912	904	904	904	904	904
40	1031	1024	1018	1011	1005	999	992	986	960	950	940	931	922	914	905	896	887	879	870	870	870	870	870
42	1005	999	992	986	979	973	960	950	924	914	905	896	887	879	870	862	854	845	837	837	837	837	837
44	979	973	967	960	954	948	934	924	898	889	880	871	862	854	845	838	830	821	813	813	813	813	813
46	954	948	941	935	929	922	908	898	872	864	854	846	837	829	821	813	804	797	789	789	789	789	789
48	929	922	916	910	904	897	883	873	848	839	830	821	813	804	797	789	781	772	765	765	765	765	765
50	904	897	891	885	879	873	858	848	823	814	805	796	788	780	772	765	757	750	742	742	742	742	742
52	879	873	866	860	854	848	833	823	808	808	798	790	782	774	766	758	750	742	734	734	734	734	734
54	854	848	842	836	830	824	808	798	789	780	772	764	756	748	740	732	724	716	708	708	708	708	708
56	830	823	817	811	805	799	783	774	765	756	748	740	732	724	716	708	699	692	685	685	685	685	685
58	805	799	793	787	781	774	758	749	740	732	724	716	708	700	692	685	677	669	661	661	661	661	661
60	781	775	769	763	757	750	734	725	716	708	700	692	685	677	669	661	654	647	640	640	640	640	640
62	757	751	745	739	733	726	710	701	693	684	677	669	661	654	647	640	631	624	617	617	617	617	617
64	733	723	721	715	709	695	686	677	669	661	653	646	638	630	623	615	608	601	595	595	595	595	595
66	709	704	698	692	681	672	662	654	646	638	630	623	615	608	601	595	586	579	572	572	572	572	572
68	686	680	674	668	657	648	639	631	622	615	607	600	593	586	579	572	566	559	552	552	552	552	552
70	663	657	651	645	634	625	616	607	600	592	585	577	570	563	557	550	543	535	528	528	528	528	528
72	640	634	628	622	611	601	593	585	577	569	562	555	548	541	535	528	521	513	507	507	507	507	507
74	617	611	605	600	587	578	570	562	554	547	540	532	525	518	511	504	498	491	485	485	485	485	485
76	594	588	583	577	565	556	548	540	532	525	518	511	504	498	491	485	478	471	464	464	464	464	464
78	572	566	560	551	542	533	525	518	510	503	496	489	483	477	470	464	457	450	443	443	443	443	443
80	549	544	538	529	520	511	503	496	488	482	475	468	462	455	449	443	436	429	422	422	422	422	422
82	527	522	516	506	497	489	481	474	467	460	454	447	441	435	428	422	415	408	402	402	402	402	402
84	506	500	495	484	476	468	460	453	446	439	433	426	420	414	408	402	395	388	382	382	382	382	382
86	484	479	473	463	454	446	439	432	425	418	412	406	400	394	388	382	376	370	364	364	364	364	364
88	463	457	452	441	433	425	418	411	404	398	391	385	379	374	368	362	356	350	344	344	344	344	344
90	441	436	431	420	412	404	397	390	384	377	371	365	359	354	348	343	337	331	325	325	325	325	325
92	421	415	408	399	391	383	377	370	364	357	351	346	340	334	329	323	317	311	304	304	304	304	304
94	400	395	387	378	370	363	356	350	344	338	332	326	320	315	310	304	298	292	286	286	286	286	286
96	380	375	366	358	350	343	337	330	324	318	313	307	302	296	291	286	280	274	268	268	268	268	268
98	359	354	346	337	330	323	317	311	305	299	294	288	283	278	272	267	262	256	250	250	250	250	250
100	340	335	325	318	311	304	298	292	286	281	275	270	264	259	254	249	243	238	232	232	232	232	232
102	320	315	306	298	291	285	279	273	268	262	257	252	246	241	236	231	225	220	214	214	214	214	214
104	301	296	286	279	272	266	260	255	249	244	239	234	229	224	219	214	209	204	198	198	198	198	198

Стальные панельные радиаторы РСГ-2 (один ряд, движение воды сверху вниз)



Продолжение табл. 3.5

Δt пр., °C	Стальные панельные радиаторы РСГ-2 (один и два рада. Движение воды снизу вверх)																						
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	20	25	35	45	60	80	
94	398	393	388	383	378	373	368	363	358	353	348	343	338	334	329	324	305	282	236	193	151	112	60
96	378	373	368	363	358	353	348	343	338	334	329	324	319	314	310	305	286	263	219	176	132	87	47
98	358	353	348	343	338	334	329	324	319	314	310	305	300	296	291	286	268	245	201	159	101	35	35
100	338	334	329	324	319	314	310	305	300	296	291	286	282	277	272	268	250	227	184	143	87	24	24
102	319	314	310	305	300	296	291	286	282	277	272	268	263	259	254	250	232	210	168	128	73	14	14
104	300	296	291	286	282	277	272	268	263	259	254	250	245	241	236	232	214	193	151	112	60	6	6
2	1429	1422	1416	1409	1403	1396	1390	1383	1377	1371	1364	1358	1351	1345	1339	1332	1325	1317	1307	1295	1281	1267	1253
4	1403	1396	1390	1383	1377	1371	1364	1358	1351	1345	1339	1332	1325	1319	1313	1306	1299	1290	1278	1265	1251	1237	1223
6	1377	1371	1364	1358	1351	1345	1339	1332	1325	1319	1313	1306	1299	1293	1286	1279	1272	1263	1250	1236	1222	1208	1194
8	1351	1345	1339	1332	1325	1319	1313	1306	1299	1293	1286	1279	1272	1266	1259	1252	1245	1236	1223	1209	1195	1181	1167
10	1326	1320	1313	1307	1301	1294	1288	1282	1275	1269	1263	1256	1250	1244	1238	1231	1224	1215	1202	1188	1174	1160	1146
12	1301	1294	1288	1282	1275	1269	1263	1256	1250	1244	1238	1231	1225	1219	1213	1206	1199	1189	1175	1161	1147	1133	1119
14	1275	1269	1263	1256	1250	1244	1238	1231	1225	1219	1213	1206	1200	1194	1188	1182	1175	1165	1151	1137	1123	1109	1095
16	1250	1244	1238	1231	1225	1219	1213	1206	1200	1194	1188	1182	1175	1169	1163	1157	1151	1141	1127	1113	1099	1085	1071
18	1225	1219	1213	1206	1200	1194	1188	1182	1175	1169	1163	1157	1151	1145	1139	1133	1127	1117	1103	1089	1075	1061	1047
20	1200	1194	1188	1182	1175	1169	1163	1157	1151	1145	1139	1133	1127	1121	1115	1109	1103	1093	1079	1065	1051	1037	1023
22	1175	1169	1163	1157	1151	1145	1139	1133	1127	1121	1115	1109	1103	1097	1091	1085	1079	1069	1055	1041	1027	1013	999
24	1151	1145	1139	1133	1127	1121	1115	1109	1103	1097	1091	1085	1079	1073	1067	1061	1055	1045	1031	1017	1003	989	975
26	1126	1120	1114	1108	1102	1096	1090	1083	1077	1071	1065	1059	1053	1047	1041	1035	1029	1019	1005	991	977	963	949
28	1102	1096	1090	1083	1077	1071	1065	1059	1053	1047	1041	1035	1029	1023	1017	1011	1005	995	981	967	953	939	925
30	1077	1071	1065	1059	1053	1047	1041	1035	1029	1023	1017	1011	1005	999	993	987	981	971	957	943	929	915	901
32	1053	1047	1041	1035	1029	1023	1017	1011	1005	999	993	987	981	975	970	964	958	948	934	920	906	892	878
34	1029	1023	1017	1011	1005	999	993	987	981	975	970	964	958	952	946	940	934	924	910	896	882	868	854
36	1005	999	993	987	981	975	970	964	958	952	946	940	934	928	922	916	910	900	886	872	858	844	830
38	981	975	970	964	958	952	946	940	934	928	922	916	910	904	898	892	882	868	854	840	826	812	798
40	958	952	946	940	934	928	922	916	910	904	898	892	886	880	874	868	858	844	830	816	802	788	774
42	934	928	922	916	910	904	898	892	886	880	874	868	862	856	850	844	834	820	806	792	778	764	750
44	911	905	899	893	888	882	876	870	864	858	852	846	840	834	828	822	812	798	784	770	756	742	728
46	888	882	876	870	864	858	852	846	840	834	828	822	816	810	804	798	788	774	760	746	732	718	704
48	864	858	852	846	840	834	828	822	816	810	804	798	792	786	780	774	764	750	736	722	708	694	680
50	841	836	830	824	818	813	807	802	796	790	785	779	773	768	762	756	746	732	718	704	690	676	662
52	819	813	807	802	796	791	785	779	773	768	762	757	751	745	740	734	724	710	696	682	668	654	640
54	796	790	785	779	773	768	762	757	751	745	740	734	729	723	718	712	702	688	674	660	646	632	618
56	773	768	762	757	751	745	740	734	729	723	718	712	707	701	696	690	680	666	652	638	624	610	596
58	751	745	740	734	729	723	718	712	707	701	696	690	685	679	674	668	658	644	630	616	602	588	574
60	729	723	718	712	707	701	696	690	685	679	674	668	663	658	652	647	637	623	609	595	581	567	553

62	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
64	679	668	663	658	647	641	636	631	620	615	604	604	583	557	505	455	401	289
66	679	668	663	658	647	641	636	631	620	615	604	604	583	557	505	455	401	289
68	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	620	615	604	578	526	475	401	307
70	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
72	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
74	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
76	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
78	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
80	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
82	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
84	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
86	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
88	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
90	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
92	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
94	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
96	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
98	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
100	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
102	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307
104	696	685	679	674	668	663	658	647	641	636	631	525	604	578	526	475	401	307

Стальные пан-альные радиаторы РСГ-2 (два ряда, движение воды сверху вниз)

2	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
4	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
6	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
8	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
10	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
12	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
14	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
16	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
18	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
20	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
22	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
24	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
26	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
28	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
30	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
32	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
34	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
36	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
38	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
40	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
42	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947
44	1432	1426	1419	1413	1406	1393	1387	1380	1374	1368	1361	1355	1348	1342	1316	1159	1067	947

Продолжение табл. 3.5

$\Delta t_{np},$ °C	θ, °C																						
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	20	25	35	45	60	80	
46	894	888	882	876	871	865	859	853	847	842	836	830	824	819	813	807	785	762	734	701	646	566	463
48	871	865	859	853	847	842	836	830	824	819	813	807	802	796	790	785	779	773	768	762	756	750	744
50	847	842	836	830	824	819	813	807	802	796	790	785	779	773	768	762	756	751	745	740	734	728	723
52	824	819	813	807	802	796	790	785	779	773	768	762	756	751	745	740	734	728	723	717	712	706	701
54	802	796	790	785	779	773	768	762	756	751	745	740	734	728	723	717	712	706	701	695	689	684	678
56	779	773	768	762	756	751	745	740	734	728	723	717	712	706	701	695	689	684	678	673	667	661	655
58	756	751	745	740	734	728	723	717	712	706	701	695	689	684	678	673	667	661	655	649	643	637	631
60	734	728	723	717	712	706	701	695	689	684	678	673	667	661	655	649	643	637	631	625	619	613	607
62	712	706	701	695	689	684	678	673	667	661	655	649	643	637	631	625	619	613	607	601	595	589	583
64	690	684	679	673	668	662	657	651	646	641	635	630	624	619	614	608	603	598	592	587	581	575	569
66	668	662	657	651	646	641	635	630	624	619	614	608	603	598	592	587	581	575	569	563	557	551	545
68	646	641	635	630	624	619	614	608	603	598	592	587	581	575	569	563	557	551	545	539	533	527	521
70	624	619	614	608	603	598	592	587	581	575	569	563	557	551	545	539	533	527	521	515	509	503	497
72	603	598	592	587	581	575	569	563	557	551	545	539	533	527	521	515	509	503	497	491	485	479	473
74	582	576	571	565	561	555	550	545	540	535	529	524	519	514	509	504	499	493	488	483	478	473	468
76	561	555	550	545	540	535	529	524	519	514	509	504	499	493	488	483	478	473	468	463	458	453	448
78	540	535	529	524	519	514	509	504	499	493	488	483	478	473	468	463	458	453	448	443	438	433	428
80	519	514	509	504	499	493	488	483	478	473	468	463	458	453	448	443	438	433	428	423	418	413	408
82	499	493	488	483	478	473	468	463	458	453	448	443	438	433	428	423	418	413	408	403	398	393	388
84	478	473	468	463	458	453	448	443	438	433	428	423	418	413	408	403	398	393	388	383	378	373	368
86	458	453	448	443	438	433	428	423	418	413	408	403	398	393	388	383	378	373	368	363	358	353	348
88	438	433	428	423	418	413	408	403	398	393	388	383	378	373	368	363	358	353	348	343	338	333	328
90	418	414	409	404	399	394	389	385	380	375	370	365	361	356	351	347	342	337	332	327	322	317	312
92	399	394	389	385	380	375	370	365	361	356	351	347	342	337	332	327	322	317	312	307	302	297	292
94	380	375	370	365	361	356	351	347	342	337	332	327	322	317	312	307	302	297	292	287	282	277	272
96	361	356	351	347	342	337	332	327	322	317	312	307	302	297	292	287	282	277	272	267	262	257	252
98	342	337	332	327	322	317	312	307	302	297	292	287	282	277	272	267	262	257	252	247	242	237	232
100	323	318	313	308	303	298	293	288	283	278	273	268	263	258	253	248	243	238	233	228	223	218	213
102	305	300	295	290	285	280	275	270	265	260	255	250	245	240	235	230	225	220	215	210	205	200	195
104	287	282	278	273	269	265	260	256	251	247	243	238	234	230	226	221	217	212	208	203	198	194	189

Таблица 3.6. Значение коэффициента  $\beta_1$ , учитывающего изменение теплоотдачи нагревательных приборов в зависимости от расхода воды через них

Расход воды, кг/ч, через						$\beta_1$	
чугунные радиаторы, трубы чугунные ребристые и стальные гладкие	радиаторы стальные РСГ-2			кон-вектор «Ком-форт» КН-20	конвектор «Аккорд»		
	Однорядная установка (движение воды сверху вниз)	Одно- или двухрядная установка (движение воды снизу вверх)	Двухрядная установка (движение воды сверху вниз)				
При всех значениях		30		30		0,74	
		60		60		0,86	
		70			30	0,9	
		85			40	0,91	
		100			50	0,92	
		115			60	0,93	
		140			75	0,94	
		160			95	0,95	
		45	190		120	0,96	
		85	220		150	0,97	
		160	260		210	0,98	
		300	300		225	240	0,99
		и более		При всех значениях	300	300	1
			450 и более		450	и более	1,025
					600		1,05

Таблица 3.7. Значения поправки  $\Delta T_r$

$t_r, ^\circ\text{C}$	$\Delta T_r, ^\circ\text{C}$ , при $t_B, ^\circ\text{C}$										
	5	10	12	14	15	16	18	20	22	23	25
85	66	71	73	75	76	77	79	81	83	84	86
95	56	61	63	65	66	67	69	71	73	74	76
100	51	56	58	60	61	62	64	66	68	69	71
105	46	51	53	55	56	57	59	61	63	64	66
115	36	41	43	45	46	47	49	51	53	54	56
120	31	36	38	40	41	42	44	46	48	49	51
130	21	26	28	30	31	32	34	36	38	39	41
150	1	6	8	10	11	12	14	16	18	19	21

$\Delta t_i$  — изменение температуры воды на участке от входа в стояк до входа в рассчитываемый  $i$ -й нагревательный прибор,  $^\circ\text{C}$ :

$$\Delta t_i = 0,86 \frac{Q_{\text{пр}i}}{G_{\text{ст}}}; \quad (3.28)$$

$Q_{\text{пр}i}$  — условная тепловая нагрузка на участке до рассчитываемого  $i$ -го нагревательного прибора по ходу теплоносителя, Вт:

$$\begin{aligned} Q_{\text{пр}1} &= 0; \\ Q_{\text{пр}2} &= Q_{\text{пр}1} + q_1 = q_1; \\ Q_{\text{пр}3} &= Q_{\text{пр}2} + q_2 = q_1 + q_2; \end{aligned} \quad (3.29)$$

.....



$$Q_{пр i} = Q_{пр(i-1)} + q_{i-1} = \sum_{i=1}^{i-1} q_i$$

$G_{ст}$  — расход воды по стояку, кг/ч:

$$G_{ст} = 0,86 \frac{Q_{ст}}{\Delta t_{ст}}; \quad (3.30)$$

$Q_{ст}$  — тепловая мощность стояка, Вт;  $\Delta t_{ст}$  — перепад температур в стояке, °C:

$$\Delta t_{ст} = t_r - t_o. \quad (3.31)$$

Условная плотность теплового потока является функцией величины  $\theta$  и перепада температуры греющей воды в нагревательном приборе  $\Delta t_{пр}$ :

$$q'_{0,жм} = f(\theta; \Delta t_{пр}). \quad (3.32)$$

Перепад температуры греющей воды в нагревательном приборе  $\Delta t_{пр}$ , °C, определяется по следующим формулам:

при проточных и проточно-регулируемых стояках для  $i$ -го нагревательного прибора

$$\Delta t_{пр i} = \Delta t_{i+1} - \Delta t_i, \quad (3.33)$$

где  $\Delta t_{i+1}$  — изменение температуры воды, °C, на участке от входа в стояк до входа в нагревательный прибор, следующий за рассчитываемым;

для последнего по ходу движения теплоносителя нагревательного прибора

$$\Delta t_{пр i} = \Delta t_{ст} - \Delta t_i, \quad (3.34)$$

где  $\Delta t_{ст}$  — перепад температур в стояке, °C, определяемый по формуле (3.31);

при стояках с кранами двойной регулировки у нагревательных приборов

$$\Delta t_{пр i} = 0,86 \frac{q_i}{\alpha G_{ст}}, \quad (3.35)$$

где  $q_i$  — нагрузка рассчитываемого прибора, Вт;  $\alpha$  — коэффициент затекания воды в прибор.

Таблица 3.8. Значения  $\Delta t_{пр}$  для чугунных радиаторов и стальных панельных радиаторов РСГ-2 (вертикальные узлы с кранами двойной регулировки и смещенными замыкающими участками при движении воды снизу вверх)

Тепловая нагрузка $q$ , Вт, при расходе теплоносителя в стояке $G_{ст}$ , кг/ч														°C		
200	250	300	350	400	450	500	300	350	400	500	600	500	600		800	1000
$d_{II} = 15 \text{ мм}; d_{3,y} = 15 \text{ мм}$							$d_{II} = 20 \text{ мм}, d_{3,y} = 15 \text{ мм}$				$d_{II} = 25 \text{ мм}; d_{3,y} = 20 \text{ мм}$				$\Delta t_{пр}$	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	280	330	450		560
275	335	405	475	545	605	680	520	605	700	880	1065	545	665	890		1115
360	455	545	635	725	815	905	665	790	920	1170	1405	820	990	1330		1670
450	565	675	790	905	1025	1135	815	975	1135	1450	1750	1345	1635	2200		2690
535	675	810	950	1085	1220	1360	965	1155	1350	1720	2095	1600	1940	2630		—
630	785	950	1105	1270	1430	1595	1075	1325	1555	1995	2440	1850	2255	3070		—
710	895	1080	1270	1455	1630	1815	1220	1500	1770	2260	2775	2095	2570	—		—
800	1005	1210	1425	1620	1830	2045	1360	1665	1965	2535	—	2330	2865	—		—
885	1115	1345	1580	1805	2035	2270	1465	1815	2150	2790	—	2570	—	—		—
1060	1340	1605	1895	2165	2440	2720	1705	2105	2525	—	—	3025	—	—		—

**Таблица 3.9. Значения  $\Delta t_{гр}$  для чугунных радиаторов и стальных панельных радиаторов РСГ-2 (горизонтальные узлы с краями двойной регулировки и осевыми замыкающими участками при движении воды снизу вниз)**

Тепловая нагрузка $q$ , Вт, при расходе теплоносителя в стояке $G_{ст}$ , кг/ч												$\Delta t_{гр}$ , °C
200	300	400	300	400	500	600	400	500	600	800		
$d_{ст} = 15 \text{ мм}; d_{п} = 15 \text{ мм}; d_{з.у} = 15 \text{ мм}$			$d_{ст} = 20 \text{ мм}; d_{п} = 20 \text{ мм}; d_{з.у} = 20 \text{ мм}$				$d_{ст} = 25 \text{ мм}; d_{п} = 25 \text{ мм}; d_{з.у} = 20 \text{ мм}$					
—	—	575	—	—	—	645	—	—	—	—	4	
—	—	745	—	—	—	685	—	—	—	650	5	
—	680	920	—	—	670	835	—	—	—	800	6	
—	820	1105	—	—	800	1020	—	—	—	975	7	
650	960	1290	725	955	1200	1495	640	745	895	1185	8	
755	1105	1500	850	1105	1370	1735	795	900	1070	1405	9	
860	1255	1685	975	1270	1570	1955	955	1045	1245	1630	10	
1085	1570	2115	1235	1605	1955	2455	1280	1395	1640	2115	12	
1315	1905	2570	1510	1955	2375	3070	1630	1790	2080	2605	14	
1545	2235	3045	1815	2375	2850	3685	1950	2210	2535	3080	16	

**Таблица 3.10. Значения  $\Delta t_{гр}$  для чугунных радиаторов и стальных панельных радиаторов РСГ-2 (вертикальные узлы с кранами двойной регулировки и смещенными замыкающими участками при движении воды сверху вниз)**

Тепловая нагрузка $q$ , Вт, при расходе теплоносителя в стояке $G_{ст}$ , кг/ч														$\Delta t_{гр}$ , °C	
200	300	350	400	500	275	300	400	500	600	400	500	600	800		1000
$d_{п} = 15 \text{ мм}; d_{з.у} = 15 \text{ мм}$					$d_{п} = 20 \text{ мм}; d_{з.у} = 15 \text{ мм}$					$d_{п} = 25 \text{ мм}; d_{з.у} = 20 \text{ мм}$					
—	—	—	—	—	350	380	495	615	740	460	570	675	895	1115	2
275	405	475	545	680	535	575	750	930	1110	705	860	1020	1350	1675	3
365	545	640	725	905	730	780	1010	1245	1490	940	1150	1370	1805	2245	4
465	685	795	905	1135	920	990	1280	1570	1860	1190	1455	1720	2270	2815	5
560	825	955	1095	1360	1120	1200	1525	1895	2245	1455	1770	2080	2720	3375	6
650	960	1120	1280	1580	1325	1430	1815	2210	2630	1710	2070	2440	3200	—	7
755	1105	1280	1455	1825	1545	1650	2095	2560	3025	1990	2395	2790	—	—	8
850	1245	1440	1650	2045	1770	1885	2375	2885	—	2270	2710	3175	—	—	9
950	1385	1605	1825	2270	1990	2130	2665	3220	—	2535	—	—	—	—	10
1145	1665	1930	2210	2735	2465	2605	3255	—	—	3130	—	—	—	—	12

**Таблица 3.11. Значения  $\Delta t_{гр}$  для конвекторов «Аккорд» с кранами двойной регулировки**

Тепловая нагрузка $q$ , Вт, при расходе теплоносителя в стояке $G_{ст}$ , кг/ч														$\Delta t_{гр}$ , °C
100	150	200	250	300	350	400	450	200	250	300	350	400	450	
Однорядная установка, $d_{п} = 20 \text{ мм}; d_{з.у} = 15 \text{ мм}$								Двухрядная установка, $d_{п} = 20 \text{ мм}; d_{з.у} = 15 \text{ мм}$						
140	215	315	400	480	575	665	745	315	385	450	520	585	660	3
185	285	420	535	640	770	885	995	420	510	600	695	780	800	4
235	355	525	670	805	960	1105	1245	525	640	750	865	975	1100	5
280	425	630	800	965	1150	1325	1495	630	770	900	1040	1170	1320	6
325	495	735	935	1125	1345	1545	1740	735	895	1050	1215	1370	1540	7
370	570	835	1070	1285	1535	1770	1990	835	1025	1200	1385	1565	1760	8
420	640	940	1205	1445	1725	1990	2210	940	1150	1350	1560	1760	1980	9
465	710	1045	1340	1605	1920	2210	2490	1045	1280	1500	1735	1955	2200	10
510	780	1150	1470	1765	2110	2430	2740	1150	1405	1650	1905	2150	2420	11
560	850	1255	1605	1925	2305	2650	2985	1255	1535	1800	2080	2345	2640	12
605	920	1360	1740	2085	2495	2875	3235	1360	1665	1950	2255	2540	2860	13

Значения  $\Delta t_{\text{пр}}$  в зависимости от  $q_i$  и  $G_{\text{ст}}$  для приборов с кранами двойной регулировки приведены в табл. 3 8—3.11.

Значения коэффициента затекания воды в приборы однотрубных систем отопления рекомендуется принимать по экспериментальным данным или по таблицам, приведенным в [20]. Следует отметить, что при расчете с использованием коэффициентов затекания вносится погрешность, связанная с рядом причин, а именно:

суммарное гидравлическое сопротивление отдельных элементов узлов при установке элементов в непосредственной близости друг от друга не равно сумме их сопротивлений, определенных порознь;

естественный перепад напора, определенный в малом циркуляционном кольце, зависит от температуры воды, которая в процессе эксплуатации переменна.

При установлении необходимых размеров нагревательных приборов с целью упрощения расчетов с достаточной для практического применения точностью допускается, что значения  $q_{\text{ЭКМ}}$  и  $\beta_1$  для трубопроводов этажестояков такие же, как и для нагревательных приборов в данном помещении. В этом случае вычисляется так называемая требуемая площадь поверхности нагревательных приборов, экм, по формуле

$$F_{\text{п}} = \left( \frac{q_i c_0}{q_{\text{ЭКМ}} \beta_1} - 0,9 F_{\text{тр}} \right) \beta_2, \quad (3.36)$$

где  $c_0$  — коэффициент, учитывающий остывание воды в трубах (табл. 3.12);  $\beta_2$  — коэффициент, учитывающий способ установки приборов (табл. 3.13);  $F_{\text{тр}}$  — площадь поверхности нагрева трубопроводов этажестояков, экм (табл. 3.14—3.16).

Площадь поверхности принимаемого к установке нагревательного прибора с учетом взаимного влияния его элементов должна составлять не менее 95%  $F_{\text{п}}$ , определяемой по формуле (3.36), и не должна быть меньше ее более чем на 0,1 экм.

В табл. 3.17—3.22 приведена площадь поверхности нагрева нагревательных приборов с учетом взаимного влияния их элементов и допустимого уменьшения ее значения. К установке следует принимать такой нагревательный прибор, для которого значение  $F_{\text{р}}$ , принимаемое по этим таблицам, не меньше  $F_{\text{п}}$ , определяемой по формуле (3.36), и наиболее близкое к ней.

Табл. 3.17 для чугунных радиаторов составлена по формуле

$$F_{\text{р}} = n f_{\text{секц}} \left( 0,92 + \frac{0,16}{n f_{\text{секц}}} \right) + Z, \quad (3.37)$$

где  $n$  — число секций нагревательного прибора;  $f_{\text{секц}}$  — площадь поверхности нагрева одной секции, экм;  $Z = 0,05 n f_{\text{секц}} \left( 0,92 + \frac{0,16}{n f_{\text{секц}}} \right)$ , но не более 0,1 экм.

Табл. 3.18 для установок из  $n$  рядов чугунных ребристых труб составлена по формуле

$$F_{\text{р}} = 1,38 l n \beta_3 + Z, \quad (3.38)$$

где  $l$  — длина установки, м;  $Z = 0,069 l n \beta_3$ , но не более 0,1 экм.

При этом значения коэффициента  $\beta_3$  приняты по [2], а площадь поверхности 1 м чугунной ребристой трубы принята равной 1,38 экм.

Табл. 3.19 для установок из  $n$  рядов стальных гладких труб составлена по формуле

$$F_{\text{р}} = f_{\text{ЭКМ}} l n \beta_3 + Z, \quad (3.39)$$

Таблица 3.12. Значения коэффициента  $c_0$

Общее число послед- ств. доя- тельно соеди- ненных прибо- ров	Номер прибора по ходу воды																							
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24		
3	1,04																							
4	1,03	1,04																						
5	1,02	1,03	1,04																					
6	1	1,02	1,03	1,04																				
7	1	1	1	1,02	1,03	1,04																		
8	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04																	
9	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04																
10	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04															
11	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04														
12	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04													
13	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04												
14	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04											
15	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04										
16	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04									
17	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04								
18	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04							
19	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04						
20	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04					
21	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04				
22	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04	1,04		
23	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04	1,04	
24	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04	

Т а б л и ц а 3 13. Значения коэффициента  $\beta_2$

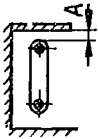
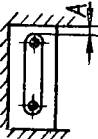
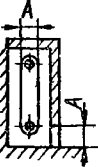
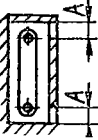
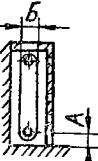
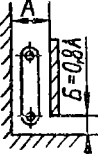

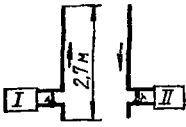

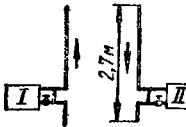



Способ установки нагревательного прибора	А, мм	$\beta_2$
 <p data-bbox="213 245 632 288">У стены без ниши; перскрыт доской в виде полки</p>	<p data-bbox="731 245 757 304">40 80 100</p>	<p data-bbox="876 245 917 304">1,05 1,03 1,02</p>
 <p data-bbox="213 437 368 461">В стеной нише</p>	<p data-bbox="731 437 757 496">40 80 100</p>	<p data-bbox="876 437 917 496">1,11 1,07 1,06</p>
 <p data-bbox="213 639 632 699">У стены без ниши; закрыт деревянным шкафом со щелями в передней стене у пола и в верхней доске</p>	<p data-bbox="731 639 757 715">150 180 220 260</p>	<p data-bbox="876 639 917 715">1,25 1,19 1,13 1,12</p>
 <p data-bbox="213 842 632 885">То же, со щелью в верхней части передней доски</p>	<p data-bbox="731 842 757 866">130</p>	<p data-bbox="829 842 967 959">1,2 (при открытых щелях) 1,4 (при щелях, закрытых сетками)</p>
 <p data-bbox="213 1038 632 1134">У стены без ниши; закрыт шкафом со щелью в верхней доске шириной Б не менее глубины прибора; спереди шкаф закрыт деревянной решеткой, не доходящей до пола</p>	<p data-bbox="731 1038 757 1062">100</p>	<p data-bbox="876 1038 917 1062">1,15</p>
 <p data-bbox="213 1286 632 1329">У стены без ниши, закрыт экраном, не доходящим до пола</p>	<p data-bbox="731 1286 757 1310">100</p>	<p data-bbox="876 1286 917 1310">0,9</p>
 <p data-bbox="213 1457 462 1481">Открыто у глухой стены</p>	<p data-bbox="731 1457 746 1481">—</p>	<p data-bbox="876 1457 886 1481">1</p>

Таблица 3.14. Расчетная площадь поверхности нагрева в жестояков  $F_{тр}$  однотрубных систем отопления [37]

Узел	Диаметры труб, мм			$F_{тр}$ , экм, этажестояка	
	$d_{ст}$	$d_{в у}$	$d_{п}$	I	II
<b>Вертикальные узлы</b>					
	15	15	15	0,4/0,46	0,35/0,4
	20	20	20	0,5/0,57	0,43/0,49
	25	25	25	0,62/0,68	0,53/0,58
	15	15	15	0,14/0,2	0,12/0,11
	20	15	20	0,17/0,24	0,14/0,2
	25	20	25	0,2/0,26	0,16/0,24
	15	15	15	0,5/0,54	0,42/0,45
	20	15	20	0,58/0,63	0,5/0,54
	25	20	25	0,72/0,78	0,61/0,66
	15	15	15	0,23/0,25	0,18/0,2
	20	15	20	0,25/0,28	0,2/0,22
	25	20	25	0,31/0,34	0,25/0,27
<b>Горизонтальные узлы</b>					
	15	15	15	0,16/0,14	
	20	20	20	0,2/0,17	
	25	25	25	0,25/0,21	
	15	15	15	0,28	
	20	20	20	0,36	
	25	25	25	0,44	

Примечания. 1. Сплошными линиями показаны трубопроводы, расчетная площадь поверхности нагрева которых учтена в таблице. 2. Для вертикальных узлов данные в числителе относятся к узлам с прямой подводкой, в знаменателе — к подводке с уткой; для горизонтальных узлов данные в числителе относятся к узлам с радиаторами высотой 0,5 м, в знаменателе — 0,3 м. 3. Расчетная площадь поверхности для горизонтальных узлов с замыкающими участками принимается с поправочным коэффициентом  $k$ , зависящим от количества секций в нагревательном приборе  $n$ . При  $n \geq 6$   $k = 0,368 + 0,052n$ .

Таблица 3.15. Расчетная площадь поверхности нагрева этажестояков  $F_{тр}$  двухтрубных систем отопления [37]

$d_y$ , мм		$F_{тр}$ , экм, при высоте стояка, м		
подводки	стояка	2,5	2,7	3,0
		15	15	0,43
15	20	0,51	0,53	0,57
20	20	0,54	0,56	0,6
15	25	0,59	0,63	0,69
20	25	0,62	0,66	0,72
15	32	0,73	0,77	0,83
20	32	0,76	0,8	0,86

Таблица 3.16. Расчетная площадь поверхности нагрева  $F_{тр}$  1 м длины подводов, сценок, столков и магистралей [37]

Трубопрогоды	$F_{тр}$ , экм, при диаметре трубопровода $d_y$ , мм					
	15	20	25	32	40	50
Подводки к приборам и сценки	0,12	0,15	0,19	0,24	—	—
Трубопроводы, проложенные у пола	0,08	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28
Столки	0,06	0,08	0,1	0,12	0,15	0,19
Трубопроводы, проложенные у потолка	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09

Таблица 3.17. Расчетная площадь поверхности нагрева радиаторов  $F_p$  [29]

Число секций в радиаторе	$F_p$ , экм, при фактической площади поверхности нагрева одной секции, экм				
	0,31	0,35	0,2	0,216	0,275
	и рассточиии между центрами пробок, мм				
	500	500	300	300	500
	М-140	М-140-АО	М-140	М-140-АО	РД-25, РД-99
2	0,76	0,84	—	—	0,7
3	1,07	1,18	0,75	0,8	0,97
4	1,37	1,52	0,94	1,01	1,25
5	1,67	1,84	1,14	1,22	1,5
6	1,98	2,16	1,31	1,43	1,73
7	2,26	2,54	1,52	1,64	2,01
8	2,52	2,82	1,71	1,84	2,28
9	2,83	3,15	1,92	2,06	2,56
10	3,1	3,49	2,1	2,26	2,8
11	3,39	3,82	2,28	2,46	3,06
12	3,68	4,12	2,48	2,66	3,3
13	3,96	4,45	2,66	2,86	3,57
14	4,26	4,77	2,84	3,06	3,86
15	4,58	5,08	3	3,26	4,06
16	4,82	5,42	3,24	3,46	4,32
17	5,09	5,73	3,39	3,66	4,54
18	5,39	6,05	3,55	3,86	4,8
19	5,67	6,37	3,74	4,06	5,07
20	5,96	6,7	3,93	4,26	5,33
21	6,24	7,01	4,13	4,44	5,59
22	6,58	7,34	4,34	4,66	5,85
23	6,81	7,65	4,48	4,86	6,11
24	7,1	7,99	4,66	5,06	6,37
25	7,38	8,31	4,84	5,26	6,57

Таблица 3.18. Расчетная площадь поверхности нагрева  $F_p$  установок из ребристых труб

Количество рядов	$\beta_3$	$F_p$ , экм, при длине установки, м			
		1	2	3	4
1	1	1,45	2,86	4,24	5,62
2	0,95	2,72	5,34	7,96	10,58
3	0,85	3,62	7,14	10,66	14,18

Таблица 3.19. Расчетная площадь поверхности нагрева  $F_p$  установок из гладких труб

$d_y$ $d_n \times s$	Площадь поверхности $l$ м, экм	Количество рядов	$\beta_s$	$F_p$ , экм, при длине установки, м			
				1	2	3	4
32	0,24	1	1,13	0,28	0,57	0,85	1,13
		2	1,04	0,52	1,05	1,58	2,1
		3	1,04	0,79	1,58	2,35	3,1
40	0,27	1	1,1	0,28	0,57	0,85	1,13
		2	0,86	0,48	0,98	1,46	1,95
		3	0,86	0,74	1,46	2,19	2,89
50	0,334	1	1	0,35	0,7	1,05	1,41
		2	0,86	0,61	1,21	1,82	2,4
		3	0,86	0,9	1,81	2,69	3,55
76×3	0,405	1	1	0,43	0,85	1,28	1,71
		2	0,86	0,74	1,46	2,19	2,89
		3	0,86	1,1	2,19	3,24	4,28
89×3	0,465	1	1	0,49	0,98	1,47	1,95
		2	0,86	0,84	1,68	2,5	3,3
		3	0,86	1,26	2,5	3,7	4,9
108×3,5	0,55	1	1	0,58	1,16	1,73	2,3
		2	0,86	1	1,98	2,94	3,88
		3	0,86	1,49	2,94	4,36	5,78

Примечание. Площадь поверхности нагрева дана для установок, в которых верхняя труба расположена на высоте до 1 м над полом.

Таблица 3.20. Расчетная площадь поверхности нагрева  $F_p$  конвекторов «Комфорт» КН-20

Проходные конвекторы		Концевые конвекторы		Проходные конвекторы		Концевые конвекторы	
Марка	$F_p$ , экм	Марка	$F_p$ , экм	Марка	$F_p$ , экм	Марка	$F_p$ , экм
КН-20-0,8п	0,84	КН-20-0,75к	0,79	КН-20-2,4п	2,5	КН-20-2,3к	2,4
КН-20-1п	1,05	КН-20-0,95к	1	КН-20-2,7п	2,8	КН-20-2,6к	2,7
КН-20-1,2п	1,26	КН-20-1,1к	1,16	КН-20-3п	3,1	КН-20-2,9к	3
КН-20-1,5п	1,58	КН-20-1,4к	1,47	КН-20-3,3п	3,4	КН-20-3,2к	3,3
КН-20-1,8п	1,89	КН-20-1,7к	1,78	КН-20-3,6п	3,7	КН-20-3,5к	3,6
КН-20-2,1п	2,2	КН-20-2к	2,1				

Примечание. Фактическая площадь поверхности нагрева соответствует обозначению конвектора (например, для конвектора КН-20-1,2п  $F_{ф} = 1,2$  экм).

Таблица 3.21. Расчетная площадь поверхности нагрева  $F_p$  конвекторов «Аккорд»

Количество по высоте				Количество по высоте			
Один		Два		Один		Два	
Марка*	$F_p$ , экм	Марка	$F_p$ , экм	Марка*	$F_p$ , экм	Марка	$F_p$ , экм
КА-0,6к (п)	0,63	К2А-1,1к	1,16	КА-1,4к (п)	1,47	К2А-2,58к	2,68
КА-0,8к (п)	0,84	К2А-1,47к	1,54	КА-1,6к (п)	1,68	К2А-2,94к	3,04
КА-1,0к (п)	1,05	К2А-1,84к	1,93	КА-1,8к (п)	1,89	К2А-3,31к	3,41
КА-1,2к (п)	1,26	К2А-2,21к	2,31	КА-2,0к (п)	2,1	К2А-3,68к	3,78

\* Изготавливаются в проходном (п) и концевом (к) вариантах.



Таблица 3.22 Расчетная площадь поверхности нагрева  $F_p$  стальных панельных радиаторов РСГ-2

Однорядное исполнение			Двухрядное исполнение	
Марка	$F_{\phi}$ , экм	$F_p$ , экм	Марка	$F_p$ , экм
РСГ-2-1-3	0,9	0,94	РСГ-2-2-3	1,58
РСГ-2-1-4	1,12	1,18	РСГ-2-2-4	1,95
РСГ-2-1-5	1,36	1,43	РСГ-2-2-5	2,36
РСГ-2-1-6	1,62	1,7	РСГ-2-2-6	2,79
РСГ-2-1-7	1,87	1,96	РСГ-2-2-7	3,21
РСГ-2-1-8*	2,14	2,24	РСГ-2-2-8*	3,66
РСГ-2-1-9*	2,4	2,5	РСГ-2-2-9*	4,09

\* В настоящее время промышленностью не выпускаются.

где  $f_{\text{ЭКМ}}$  — площадь поверхности 1 м трубы данного диаметра, экм;  $l$  — длина установки, м;  $Z = 0,05 f_{\text{ЭКМ}} \ln \beta_3$ , ко не более 0,1 экм.

В формуле (3.39) коэффициент  $\beta_3$  учитывает не только взаимное влияние элементов нагревательного прибора, но и изменение расчетной формулы (3.14) при  $d_y \leq 32$  мм.

### 3.2.3. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Определить площадь поверхности нагревательных приборов стояка однотрубной системы отопления (рис. 3.5). Часть нагревательных приборов — конвекторы «Аккорд», а часть — радиаторы М140-АО. Часть приборов принята с трехходовыми кранами, часть — с кранами двойной регулировки.

Исходные данные: тепловая мощность стояка  $Q_{\text{СТ}} = 21\,980$  Вт; температура теплоносителя на входе в стояк  $t_r = 105^\circ\text{C}$ ; температура воды на выходе из стояка  $t_0 = 70^\circ\text{C}$ ; перепад температур воды в стояке  $\Delta t_{\text{СТ}} = 35^\circ\text{C}$ ; диаметры стояка и подводов — 20 мм, замыкающих участков конвекторов — 20, а чугунных радиаторов — 15 мм. Нагревательные приборы установлены открыто. Тепловые мощности их  $Q_{\text{ГР}}$ , Вт, указаны на рис. 3.5.

Исходные данные заносим в бланк расчета (табл. 3.23). Тепловые мощности нагревательных приборов в зависимости от схемы движения теплоносителя заноятся в соответствующие графы бланка.

1. По формуле (3.30) определяем расход воды в стояке.

$$G_{\text{СТ}} = 0,86 \frac{21\,980}{35} = 540 \text{ кг/ч.}$$

2. По формуле (3.29) определяем условные тепловые мощности на участках стояка.

3. В зависимости от  $t_r$  и внутренней температуры помещения по табл. 3.7 определяем значения  $\Delta T_r$  и заносим в бланк.

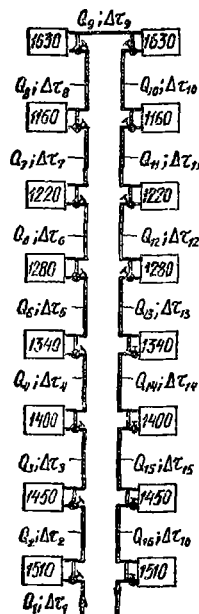


Рис. 3.5. Схема П-образного стояка.

4. По формуле (3.28) определяем значения  $\Delta t_i$  и с округлением до целых заносим в бланк. Например,  $\Delta t_5 = 0,86 \frac{5700}{540} = 9,07 \approx 9^\circ\text{C}$ .



5. По табл. 3.8—3.10 определяем значения  $\Delta t_{\text{пр}}$  для приборов с кранами двойной регулировки.

6. По формулам (3.33) и (3.34) определяем значения  $\Delta t_{\text{пр}}$  для приборов в трехходовыми кранами.

7. По формуле (3.26) определяем значение условной величины  $\theta$ .

8. По табл. 3.5 в зависимости от  $\theta$  и  $\Delta t_{\text{пр}}$  определяем условную плотность теплового потока  $q_{0\text{эжм}}$  для чугунных радиаторов и для конвекторов «Аккорд».

9. По табл. 3.6, 3.12, 3.13 определяем коэффициенты  $c_0$ ,  $\beta_1$  и  $\beta_2$ .

10. По табл. 3.14 и 3.16 определяем площадь поверхности нагрева этажестояков.

11. По формуле (3.36) определяем требуемую площадь поверхности нагревательных приборов.

12. По табл. 3.17 определяем количество секций радиаторов М140-АО, а по табл. 3.21 подбираем конвекторы «Аккорд».

### 3.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

#### 3.3.1. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Полные потери давления  $\Delta p$ , Па, на участке трубопровода с постоянным диаметром определяются по формуле

$$\Delta p = \gamma \left( \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta_m \right) \frac{v^2}{2} \quad (3.40)$$

Гидравлический расчет систем отопления удобнее выполнять, оперируя единицами напора.

Полные потери напора  $H$ , мм, на участке трубопровода с постоянным диаметром вычисляются по уравнению

$$H = \left( \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta_m \right) \frac{v^2}{2g} \gamma, \quad (3.41)$$

где  $\lambda$  — безразмерный коэффициент трения, определяющий в долях скоростного давления (напора) линейные потери давления (напора) на участке прямого трубопровода с длиной, равной его внутреннему диаметру  $d$ ;  $l$  — длина трубопровода, м;  $\Sigma \zeta_m$  — сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке трубопровода;  $v$  — скорость теплоносителя в трубопроводе, м/с;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\gamma$  — плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>.

Значение коэффициента трения  $\lambda$  не является постоянным и зависит от режима движения теплоносителя в трубах, его скорости, диаметра труб, эквивалентной шероховатости внутренней поверхности труб. Зависимость линейных потерь давления (напора) от расхода не является поэтому строго квадратичной. Несмотря на это, можно использовать усредненные значения  $\lambda/d$ , различные при искусственной и естественной циркуляции теплоносителя в системах отопления (табл. 3.24), что обеспечивает достаточную для практических расчетов точность [2].

В работе [23] приведены поправки к характеристикам сопротивления трубопроводов, учитывающие увеличение коэффициентов гидравлического трения и местных сопротивлений при скоростях, меньших тех, которые соответствуют квадратичной зависимости линейных потерь напора от расхода, а также изменение коэффициента трения  $\lambda$  в зависимости от остывания теплоносителя в трубопроводах. Применение этих поправок позволяет увеличить точность расчетов, что имеет смысл при расчетах трубопроводов систем водяного отопления с очень малыми располагаемыми напорами или расходами на участках.

После подстановки в уравнение (3.41) эквивалентного коэффициента сопротивления трубопровода

$$\zeta_{\text{эжв}} = \lambda \frac{l}{d} \quad (3.42)$$

получим основную зависимость для гидравлического расчета систем отопления методом динамических давлений. При выполнении расчетов в единицах напора

$$H = (\zeta_{\text{эскв}} + \Sigma \zeta_{\text{см}}) \frac{v^2}{2g} \gamma. \quad (3.43)$$

Сумма  $\zeta_{\text{эскв}} + \Sigma \zeta_{\text{см}}$  называется приведенным коэффициентом сопротивления участка сети.

Т а б л и ц а 3.24 Некоторые гидравлические параметры трубопроводов систем водяного отопления

Диаметры, мм			Удельное динамическое давление $\Lambda \cdot 10^4$ , мм/(кг/ч) <sup>2</sup>	$\frac{G}{v}$ , кг/ч м/с	Усредненные значения $\lambda/d_{\text{вн}} \cdot \text{м}^{-1}$ , в системах с циркуляцией		Характеристика сопротивления 1 м трубопровода $S \cdot 10^4$ , мм/(кг/ч) <sup>2</sup> , в системе с циркуляцией	
условный	наружный	внутренний			естественной	искусственной	естественной	искусственной
<b>Трубы по ГОСТ 3262—75* (обыкновенные)</b>								
15	21,3	15,7	1,08	680	2,8	2,7	3,02	2,92
20	26,8	21,2	0,325	1250	2,1	1,8	0,683	0,585
25	33,5	27,1	0,125	2000	1,5	1,4	0,188	0,175
32	42,3	35,9	0,04	3500	1,1	1	0,044	0,04
40	48	41	0,0235	4650	0,9	0,8	0,0212	0,0188
50	60	53	0,0084	7800	0,65	0,55	0,00546	0,00462
<b>Трубы по ГОСТ 10704—76*</b>								
50	57	51	$0,968 \cdot 10^{-2}$	7200	0,67	0,57	$0,649 \cdot 10^{-2}$	$0,552 \cdot 10^{-2}$
70	76	70	$0,274 \cdot 10^{-2}$	13400	0,45	0,4	$0,123 \cdot 10^{-2}$	$0,11 \cdot 10^{-2}$
80	89	83	$0,138 \cdot 10^{-2}$	19000	0,35	0,3	$0,483 \cdot 10^{-3}$	$0,414 \cdot 10^{-3}$
100	108	101	$0,629 \cdot 10^{-3}$	28000	0,25	0,23	$0,157 \cdot 10^{-3}$	$0,145 \cdot 10^{-3}$
125	127	119	$0,327 \cdot 10^{-3}$	39100	0,21	0,19	$0,687 \cdot 10^{-4}$	$0,621 \cdot 10^{-4}$
150	159	151	$0,126 \cdot 10^{-3}$	63000	0,16	0,15	$0,202 \cdot 10^{-4}$	$0,189 \cdot 10^{-4}$

Примечание. Гидравлические параметры определены при температуре воды 80° С и плотности ее 972 кг/м<sup>3</sup>.

Скорость воды в трубопроводе определяется по формуле

$$v = G/900\pi d^2 \gamma, \quad (3.44)$$

где  $G$  — расход воды, кг/ч.

Отсюда расход теплоносителя, соответствующий скорости его в трубопроводе 1 м/с,

$$\frac{G}{v} = 900\pi d^2 \gamma. \quad (3.45)$$

Значения  $G/v$  для труб различного диаметра приведены в табл. 3.24. Они позволяют получить скорость движения теплоносителя  $v_{\text{расч}}$ , м/с, в трубопроводе данного диаметра при известном расчетном расходе воды  $G_{\text{расч}}$ , кг/ч:

$$v_{\text{расч}} = G_{\text{расч}} / \left( \frac{G}{v} \right). \quad (3.46)$$

После подстановки выражения (3.44) в (3.43) получим формулу, которая будет основной при гидравлическом расчете систем отопления методом характеристик сопротивления:

$$H = S G^2, \quad (3.47)$$

где  $S$  — характеристика сопротивления элемента системы отопления, равная потере напора в нем при расходе теплоносителя 1 кг/ч, мм/(кг/ч)<sup>2</sup>, и определяе-

мая по формуле

$$S = A (\zeta_{\text{эскв}} + \Sigma \zeta_{\text{эм}}) = A \left( \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta_{\text{эм}} \right), \quad (3.48)$$

где

$$A = 1/900^2 \gamma \pi^2 d^4 2g - \quad (3.49)$$

удельный динамический (скоростной) напор в трубопроводе, возникающий при прохождении через него расхода  $l$  кг/ч с плотностью теплоносителя  $\gamma$ , кг/м<sup>3</sup>.

В результате преобразования формулы (3.47) можно получить зависимость

$$\sigma = 1/\sqrt{S} = G/\sqrt{H} \quad (3.50)$$

и зависимость

$$H = (G/\sigma)^2, \quad (3.51)$$

которая является основной при гидравлическом расчете систем отопления по проводимости.

Величина  $\sigma$ , кг/(ч · мм<sup>0,5</sup>), называется проводимостью элемента и численно равна расходу воды в нем, кг/ч, при перепаде напора за счет гидравлических потерь 1 мм.

Существует еще несколько методов гидравлического расчета систем отопления (удельных потерь давления, эквивалентных сопротивлений и др.), однако в настоящее время наиболее часто применяются методы расчета систем отопления по характеристикам сопротивлений и по проводимости в связи с их сравнительной простотой и удобством реализации при составлении программ для ЭВМ. С учетом этого более подробно изложен гидравлический расчет систем отопления методом характеристик сопротивлений.

При последовательном соединении элементов системы отопления (рис. 3.6, а) потеря напора в системе равна сумме потерь напора в отдельных элементах:



$$H = \sum_{i=1}^k H_i. \quad (3.52)$$

При этом расход воды в системе и на каждом элементе (участке) одинаков:

$$G = G_i = \text{const} \quad (i = 1, 2, \dots, k). \quad (3.53)$$

Рис. 3.6. Соединение элементов систем отопления:

а — последовательное; б — параллельное

Характеристика сопротивления системы равна сумме характеристик сопротивления отдельных элементов:

$$S = \sum_{i=1}^k S_i. \quad (3.54)$$

При параллельном соединении элементов (участков) систем отопления (рис. 3.6, б) потери напора в системе и в каждом из параллельно соединенных участков одинаковы:

$$H = H_i = \text{const} \quad (i = 1, 2, \dots, k). \quad (3.55)$$

Расход воды, проходящей через систему отопления, равен сумме расходов, проходящих через отдельные участки.

$$G = \sum_{i=1}^k G_i. \quad (3.56)$$

Характеристика сопротивления системы отопления определяется по формуле

$$S = \frac{1}{\left(\sum_{i=1}^k \frac{1}{\sqrt{S_i}}\right)^2}. \quad (3.57)$$

Расход воды через каждый элемент (параллельно соединенный участок) при известных характеристиках сопротивлений отдельных элементов

$$G_i = \frac{1}{\sqrt{S_i} \sum_{i=1}^k \frac{1}{\sqrt{S_i}}} G. \quad (3.58)$$

Из выражения (3.58) следует, что при параллельном соединении элементов системы отопления расходы воды через отдельные элементы обратно пропорциональны значениям квадратного корня из характеристик сопротивления этих элементов:

$$\frac{G_m}{G_n} = \frac{\sqrt{S_n}}{\sqrt{S_m}}. \quad (3.59)$$

Движущей силой циркуляции теплоносителя в системах отопления является разность напоров теплоносителя на входе в систему и на выходе из нее, т. е. располагаемый напор, который для циркуляции теплоносителя в системах водяного отопления принимают следующим:

при непосредственном присоединении систем отопления к тепловым сетям без подмешивания воды из обратного трубопровода — не более разности напоров в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети на вводе в здание;

при непосредственном присоединении систем отопления к тепловым сетям с подмешиванием воды из обратного трубопровода насосами — равным расчетному напору, создаваемому насосом;

при непосредственном присоединении систем отопления к тепловым сетям с подмешиванием воды из обратного трубопровода насосами — равным расчетному напору, создаваемому насосом, а элеваторами — равным напору, создаваемому элеватором и определяемому по рис. 3.7.

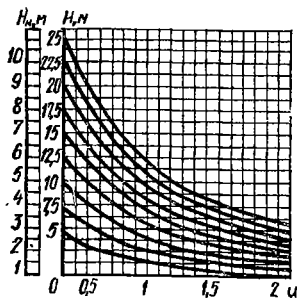


Рис. 3.7. Номограмма для определения напора, создаваемого элеватором в системе водяного отопления ( $H_n$  — располагаемый напор для циркуляции в системе после элеватора;  $H$  — разность напоров в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети на вводе в здания).

Коэффициент смещения  $u$  при этом определяется по формуле

$$u = \frac{T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}}}{T_{\text{вых}} - t_o^{\phi}}, \quad (3.60)$$

где  $T_{\text{вх}}$  и  $T_{\text{вых}}$  — температура воды соответственно на входе и на выходе из элеватора, °С;  $t_o^{\phi}$  — фактическая температура подмешиваемой воды, °С, определяемая по формуле (3.8).

При отсутствии предвключенных нагревательных приборов лестничных клеток, присоединенных до элеватора,  $T_{\text{вх}} = T$ , где  $T$  — расчетная температура сетевой воды, °С. При наличии предвключенных нагревательных приборов лестничных клеток с расчетной тепловой нагрузкой  $Q_{л\text{к}}^{\text{п в}}$ , Вт, присоединенных

до элеватора,

$$T_{\text{вх}} = T - 3,6 \frac{Q_{\text{л.к}}^{\text{п.в}}}{cG_{\text{сет}}}, \quad (3.61)$$

где  $G_{\text{сет}}$  определяется по формуле (3.7).

При отсутствии предвключенных нагревательных приборов, присоединенных после элеватора,

$$T_{\text{вых}} = t_{\text{г}} + 3,6 \frac{Q'_{\text{доп.п}}}{cG_{\text{сист}}}, \quad (3.62)$$

где  $Q'_{\text{доп.п}}$  определяется для жилых зданий по формуле (3.2), а для общественных — по формуле (3.4);  $G_{\text{сист}}$  определяется по формуле (3.9).

При наличии предвключенных нагревательных приборов с расчетной тепловой нагрузкой  $Q_{\text{л.к}}^{\text{п.в}}$  Вт, присоединенных после элеватора,

$$T_{\text{вых}} = t_{\text{г}} + 3,6 \frac{Q'_{\text{доп.п}} + Q_{\text{л.к}}^{\text{п.в}}}{cG_{\text{сист}}}. \quad (3.63)$$

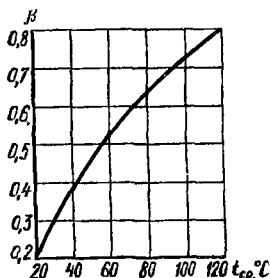


Рис. 3.8. Номограмма для определения среднего приращения плотности воды при охлаждении ее на  $1^\circ \text{C}$ .

В системах водяного отопления с механической циркуляцией теплоносителя располагаемый напор определяют с учетом естественного перепада напора, возникающего от охлаждения теплоносителя в нагревательных приборах и трубопроводах. Естественный перепад напора можно не учитывать в следующих случаях: при гидравлической увязке смежных стояков в системах отопления с механическим побуждением, если их высота отличается менее чем на 30%; при увязке внутренних циркуляционных колец в стояках однотрубных П-образных систем отопления с нижней разводкой и перемычками, расположенными не ниже  $\frac{2}{3}$  высоты стояка; при определении располагаемого напора для циркуляции теплоносителя, если он составляет менее 10% располагаемого напора побудителя.

Естественный перепад напора учитывают в следующих размерах: при определении располагаемого напора для циркуляции теплоносителя в системе — 90% максимального значения при естественной и 40% — при механической циркуляции; при гидравлической увязке смежных стояков (если разница в их высотах более 30%), при увязке внутренних циркуляционных колец однотрубных систем отопления с П-образными стояками и перемычками, расположенными ниже  $\frac{2}{3}$  высоты стояка, и при увязке поэтажных ветвей горизонтальных систем отопления — 40% максимального значения.

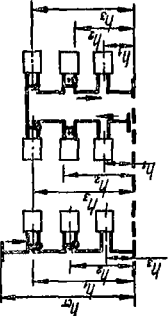
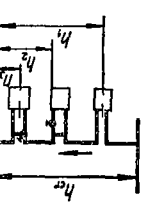

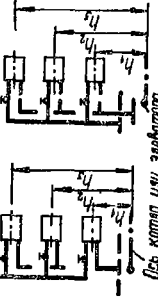
Максимальное значение естественного перепада напора  $H_e$ , мм, следует определять по формулам, приведенным в табл. 3.25. В формулах (3.64) — (3.66) не учтен естественный перепад напора (с положительным или отрицательным знаком), возникающий из-за несовпадения центра элеватора или котла с осью обратного трубопровода. Этот перепад — общий для всей системы и не влияет на увязку стояков. Его можно определить по формуле

$$H'_e = \beta h (t_{\text{г}} - t_0), \quad (3.68)$$

где  $h$  — разность геодезических отметок оси обратной магистрали и центра элеватора или котла, м.

В формулах (3.64) — (3.68)  $\beta$  — среднее приращение плотности воды при охлаждении ее на  $1^\circ \text{C}$ ,  $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$ . Оно определяется по графику (рис. 3.8) [2]

Таблица 3.25. Зависимости для определения максимального значения естественного перепада напора  $H_e$

Схема стояка	Расчетная формула	Примечания
	$H_e = 0,86\beta \frac{\sum_{i=1}^n q_i t_i}{G_{ст}} \quad (3.64)$	<p>Здесь <math>h_i</math> — расстояние, м, от обратной магистрали до точки, в которой изменяется температура воды в стояке (эта точка расположена: в проточных и проточно-регулируемых нагревательных приборах — на их горизонтальной оси; в нагревательных приборах с замыкающим участком — на уровне присоединения обратной подводки к стояку); <math>q_i</math> — тепловая нагрузка <math>i</math>-го прибора, Вт; <math>G_{ст}</math> — расход воды в стояке, кг/ч; <math>n</math> — количество нагревательных приборов</p>
	$H_e = \beta \left[ h_{ст} (t_r - t_o) - 0,86 \frac{\sum_{i=1}^n q_i h_i}{G_{ст}} \right] \quad (3.65)$	
	$H_{ei} = \beta h_i (t_{ri} - t_{oi}) \quad (3.66)$	<p>Естественный перепад напора определяется для каждой горизонтальной ветви; <math>h_i</math> — высота <math>i</math>-й ветви над обратной магистралью, м</p>
 <p>Ось котла или элеватора</p>	$H_{ei} = \beta h_i (t_{ri} - t_{oi}) \quad (3.67)$	<p>Естественный перепад напора определяется для отдельных циркуляционных колец, проходящих через нагревательные приборы; <math>h_i</math> — высота оси <math>i</math>-го нагревательного прибора над серединой котла или осью элеватора, м</p>



или рассчитывается по формуле

$$\beta = \frac{\gamma_0 - \gamma_r}{t_r - t_0} \quad (3.69)$$

Величина естественного перепада напора, возникающего от охлаждения воды в магистральных трубопроводах, для систем с механическим побуждением при наличии теплоизоляции магистралей может не учитываться.

Теплоотдача стояков и подводок учитывается при подборе площади поверхности нагревательных приборов и, следовательно, входит в величину  $q_i$  в формулах (3.64) и (3.65). Поэтому величина дополнительного естественного перепада напора вследствие остывания воды в трубопроводах стояков и подводок входит в величину естественного перепада напора, определяемую по этим формулам, и отдельно не учитывается.

### 3.3.2. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Располагаемый напор в системе отопления должен быть распределен между стояками и магистралями таким образом, чтобы местоположение стояков на магистрали не влияло на гидравлическую устойчивость системы. Для выполнения этого требования принимаются следующие потери напора в отдельных эле-

Таблица 3.26 Допустимые расходы теплоносителя в трубопроводах систем водяного отопления с насосной циркуляцией

$d_y$ , мм	Максимальные расходы, кг/ч, в трубопроводах жилых и общественных зданий, прокладываемых в помещениях		Минимальные расходы, кг/ч, для обеспечения удаления воздуха из трубопроводов горизонтальных без уклона и вертикальных с теплоносителем, движущимся сверху вниз	$d_y$ , мм	Максимальные расходы, кг/ч, в трубопроводах жилых и общественных зданий, прокладываемых в помещениях		Минимальные расходы, кг/ч, для обеспечения удаления воздуха из трубопроводов горизонтальных без уклона и вертикальных с теплоносителем, движущимся сверху вниз
	основных	вспомогательных			основных	вспомогательных	
Трубы по ГОСТ 3262—75* (обыкновенные)				Трубы по ГОСТ 10704—76*			
15	820	1020	170	50	7200	10 800	1800
20	1250	1900	310	70	13 400	20 100	3350
25	2000	3000	500	80	19 000	28 500	4750
32	3500	5250	870	100	28 000	42 000	7000
40	4650	7000	1160	125	39 100	58 600	9770
50	7800	11 700	1950	150	63 000	94 500	15 750

Примечание. Максимальные расходы вычислены при скоростях, нормируемых СНиП-33 75: для трубопроводов, прокладываемых в основных помещениях, при  $d_y = 15$  мм — 1,2 м/с, при  $d_y \geq 20$  мм — 1 м/с, для трубопроводов, прокладываемых во вспомогательных помещениях, — 1,5 м/с для всех диаметров

ментах однетрубных тупиковых систем: в стояках — 70—85%, в магистралях — 15—30% располагаемой потери напора в системе.

Потери напора в циркуляционных кольцах системы отопления, рассчитанной с постоянными перепадами температур воды в стояках, не должны отличаться более чем на 15% при расчете без использования ЭВМ и на 5% — при расчете с помощью ЭВМ. Перепады температур воды в стояках системы отопления, рассчитанной с переменными перепадами температур воды в стояках, как правило, не должны отличаться от расчетного перепада температур воды в системе более чем на 15%.

Располагаемый напор для системы отопления определяется по формуле

$$H_{\text{расп}} = \frac{1}{1,1} (H_{\text{н}} + H_{\text{е}}), \quad (3.70)$$

где  $H_{\text{н}}$  — напор, создаваемый механическим насосом или передаваемый из наружной сети элеватором, мм;  $H_{\text{е}}$  — естественный перепад напора от охлаждения воды в нагревательных приборах, мм.

До начала гидравлического расчета системы отопления проверяют возможность размещения нагревательных приборов в предусмотренных местах. Проверке достаточно подвергнуть один-два нагревательных прибора с наибольшей тепловой нагрузкой, в которые поступает вода с температурой, близкой к минимальной для данной системы отопления.

Таблица 3.27 Минимальные расходы воды  $G_{\text{мин}}$  для восходящих стояков однотрубных систем со смещенными замыкающими участками и кранами двойной регулировки с нижней разводкой подающей магистрали [23]

Диаметры, мм			Расчетная температура воды в входе в систему отопления, °С	Значения $G_{\text{мин}}$ , кг/ч, при высоте прибора $h$ , м								
$d_{\text{ст}}$	$d_{\text{з.у}}$	$d_{\text{п}}$		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
15	15	15	95	126	150	168	182	194	204	213	221	228
			105	139	165	185	201	214	226	235	244	251
20	15	20	95	148	173	192	207	219	229	238	245	251
			105	163	191	212	229	242	253	262	270	277
25	20	25	95	274	325	365	397	424	446	466	484	499
			105	302	358	402	438	467	492	514	533	550

Примечания. 1. Температура остывшей воды после отключения прибора принята 25° С (с учетом остаточной циркуляции). 2. Минимальные расходы вычислены при скорости движения воды 0,25 м/с.

При назначении диаметров трубопроводов необходимо руководствоваться величинами допустимых расходов теплоносителя (табл. 3.26).

В однотрубных системах отопления с нижней разводкой расход теплоносителя на подъемных ветвях стояков с замыкающими участками должен быть не меньше минимального  $G_{\text{мин}}$ , кг/ч (табл. 3.27), определяемого по формуле

$$G_{\text{мин}} = 0,0125 d_{\text{з.у}}^2 \sqrt{\frac{h_{\text{пр}} (\gamma_{\text{х}} - \gamma_{\text{г}}) \gamma_{\text{г}}}{\zeta_{\text{откл}}}}, \quad (3.71)$$

где  $d_{\text{з.у}}$  — внутренний диаметр замыкающего участка, мм;  $h_{\text{пр}}$  — высота нагревательного прибора (расстояние между осями подводящего и обратного трубопроводов), м;  $\gamma_{\text{х}}$  и  $\gamma_{\text{г}}$  — плотность соответственно остывшей воды в нагревательном приборе при 25° С и горячей в стояке, кг/м<sup>3</sup>;  $\zeta_{\text{откл}}$  — приведенный коэффициент местного сопротивления замыкающего участка радиаторного узла при отключении нагревательного прибора.

При расчете систем отопления используются таблицы, характеризующие гидравлические параметры трубопроводов (см. табл. 3.24), коэффициенты местных сопротивлений и характеристики сопротивления деталей систем водяного отопления (табл. 3.28). Характеристики сопротивления узлов и элементов систем отопления вычисляются путем суммирования (с учетом правил определения характеристик сопротивления последовательно и параллельно соединенных элементов) соответствующих значений, взятых из табл. 3.29—3.36.

Для расчета однотрубных и бифилярных систем отопления следует пользоваться табл. 3.29—3.36, в которых приведены характеристики сопротивления приборных узлов, междуэтажных вставок и узлов присоединения к подающей

Т а б л и ц а 3.28. Коэффициенты местных сопротивлений  $\zeta$  (в числителе) и характеристики сопротивления  $S \cdot 10^4$ , мм/(кг/ч)<sup>2</sup> (в знаменателе) деталей систем отопления [20]

Детали	Для трубопроводов по ГОСТ 3262—75* диаметром, мм					Для трубопроводов по ГОСТ 10704—76* диаметром, мм						
	15	20	25	32	40	50	57×3	76×3	89×3	108×3,5	127×4	159×4
Прочные воздухооборники и расширительные сосуды	1,5 1,62	1,5 0,49	1,5 0,19	1,5 0,06	1,5 0,04	1,5 0,013	1,5 0,015	1,5 0,0041	1,5 0,0021	1,5 0,00094	1,5 0,00049	1,5 0,00019
Радиаторы колончатые	1,6 1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Краны пробковые	1,78 3,5	0,79 1,5	0,19 1,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Краны с вертикальными шпинделями	3,78 16	0,49 10	0,19 9	9	8	7	—	—	—	—	—	—
Краны двойной регулировки с цилиндрическими пробками	17,28 4	3,25 2	1,12 —	0,36 —	0,19 —	0,059 —	—	—	—	—	—	—
Задвижки параллельные	4,32 —	0,65 —	—	—	—	—	0,5 0,00484	—	0,5 0,0007	0,5 0,00032	0,5 0,00016	0,5 0,63·10 <sup>-1</sup>
Краны трехходовые конструкции завода «Салтехдеталь» при прямом проходе	2 2,16	1,5 0,49	2 0,25	—	—	—	—	—	—	—	—	—
То же, при проходе с поворотом	3 3,24	3 0,98	4,5 0,56	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Отводы гнутые 90°	1,5 1,62	1 0,325	0,5 0,063	0,3 0,012	0,3 0,007	0,3 0,0025	0,3 0,0029	0,3 0,00082	0,3 0,00041	0,3 0,00019	0,3 0,98·10 <sup>-4</sup>	0,3 0,38·10 <sup>-4</sup>
Улки гнутые	0,8 0,86	0,7 0,23	0,6 0,075	0,6 0,024	0,6 0,014	0,6 0,005	0,6 0,0058	0,6 0,00161	0,6 0,00083	0,6 0,00088	0,6 0,0002	0,6 0,76·10 <sup>-4</sup>
Скобы гнутые	2 2,16	1,5 0,49	0,8 0,1	0,6 0,024	—	—	—	—	—	—	—	—
Грязевики	10,8 1	10 3,25	10 1,25	10 0,4	10 0,235	10 0,084	10 0,097	10 0,0274	10 0,0138	10 0,0063	10 0,0033	10 0,0013
Внезапное расширение	1,08 0,5	0,325 0,5	0,125 0,5	0,04 0,5	0,0235 0,5	0,0084 0,5	0,00968 0,5	0,00274 0,5	0,00138 0,5	0,000629 0,5	0,000327 0,5	0,000126 0,5
Внезапное сужение	0,54 0,7	0,16 0,7	0,063 0,7	0,02 0,7	0,012 0,7	0,0042 0,7	0,0048 0,7	0,00137 0,7	0,00069 0,7	0,00031 0,7	0,000163 0,7	0,63·10 <sup>-4</sup>
Тройники с пробками для спуска воды	0,76 —	0,23 —	0,09 —	0,03 —	0,02 —	0,006 —	—	—	—	—	—	—

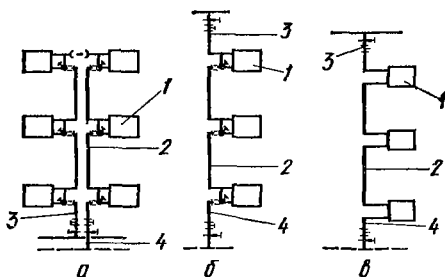
и обратной магистралям. Условная разбивка стояков отопления на эти элементы приведена на рис. 3.9.

В целях индустриализации рекомендуется принимать стояки постоянного диаметра по высоте здания (15 или 20 мм). Составные стояки (из трубопроводов, имеющих не более двух диаметров), а также стояки диаметром 25 мм допускаются применять только при невозможности гидравлической увязки другими способами.

Диаметр можно сменить один раз в месте стыковки приборного узла и междуэтажной вставки. Трубопровод большего диаметра должен располагаться ниже, а меньшего — выше стыка. Диаметры узлов присоединения стояков к подающей и обратной магистралям могут отличаться от диаметров стояков. Не нормируются диаметры концевых участков (участков стояков от точки

Рис. 3.9. Элементы однотрубного стояка:

*a* — П-образного, с трехходовыми кранами; *б* — с верхней разводкой с трехходовыми краями; *в* — с верхней разводкой проточного; 1 — приборный (радиаторный или конвекторный) узел; 2 — междуэтажная вставка; 3 — узел присоединения к подающей магистрали; 4 — узел присоединения к обратной магистрали.



подсоединения к магистрали до ближайшего приборного узла, а также участков стояков, расположенных в пределах технического подполья или технического этажа).

Увязку потерь напора в циркуляционных кольцах систем отопления до нормативных значений рекомендуется обеспечивать при проектировании этих систем за счет относительно равномерной нагрузки стояков и соответствующего подбора диаметров их элементов. При невозможности увязки потерь напора в циркуляционных кольцах указанными методами необходимо устанавливать дроссельные шайбы. Диаметр отверстия дроссельной шайбы определяется по формуле

$$d_{ш} = 2 \sqrt{\frac{G}{\sqrt{H_{ш}}}}, \quad (3.72)$$

где  $G$  — расход теплоносителя в стояке, кг/ч;  $H_{ш}$  — требуемая потеря напора в шайбе, мм.

Диаметр отверстия шайбы округляют до 0,5 мм в ближайшую сторону. Для уменьшения возможности засорения отверстия минимальный диаметр его принимают 3 мм.

В табл. 3.30 и 3.32 независимо от диаметров приняты следующие длины подводов к нагревательным приборам: для регулируемых приборных узлов — равные максимально допустимым по СНиП III-28-75; для проточных приборных узлов — из условия обеспечения компенсации тепловых удлинений по СНиП II-33-75. При других длинах подводов и использовании для расчетов табличных значений характеристик сопротивления узла (рис. 3.10) погрешность в определении сопротивления стояка незначительна. Характеристики сопротивления узлов с кранами двойной регулировки вычислены при коэффициентах затекания [20]. Характеристики сопротивления радиаторов РСГ-2 в одно- и двухрядном исполнении одинаковы. Для грузов 1, 2, 5, 6, 14 и 15 с конвекторами «Аккорд» расстояние от оси нижней подводки до присоединительного стакана принимается 800 мм.

Таблица 3.29. Усредненные значения коэффициентов местных сопротивлений тройников при ответвлениях стояков от подающих и обратных магистральных трубопроводов [37]

Сопротивление	Место присоединения	$G_{отв}/G_{сб}$					
		0,1	0,1—0,2	0,2—0,3	0,3—0,4	0,4—0,5	$\geq 0,5$
		$G_{пр}/G_{сб}$					
		0,9	0,9—0,8	0,8—0,7	0,7—0,6	0,6—0,5	$\leq 0,5$
В ответвлении	Подающий трубопровод	5					
	Обратный трубопровод	0		1		1,5	
В проходе	Подающий трубопровод	0,2		0,3		0,5	
	Обратный трубопровод	0,5		0,7		1,2	
				1,5		3	

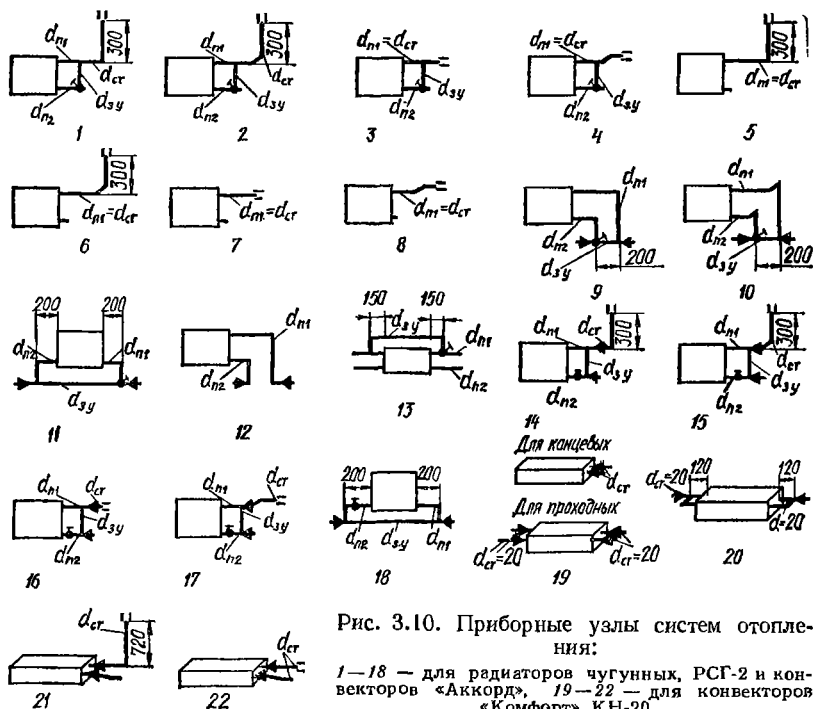


Таблица 3.30 Характеристики сопротивления  $S$ , мм/(кг/ч)<sup>2</sup>, приборных узлов однотрубных систем отопления с искусственным побуждением для радиаторов чугунных и стальных панельных РСГ-2

Номер узла по рис. 3.10	$d_{CT} = 15$ мм				$d_{CT} = 20$ мм				$d_{CT} = 25$ мм			
	$d_{з.у}$	$d_{п1}$	$d_{п2}$	$S \cdot 10^4$	$d_{з.у}$	$d_{п1}$	$d_{п2}$	$S \cdot 10^4$	$d_{з.у}$	$d_{п1}$	$d_{п2}$	$S \cdot 10^4$
1	15	15	15	8,75	20	20	20	1,94	20	25	20	1,24
2	15	15	15	9,88	20	20	20	2,22	20	25	20	1,33
3	15	15	15	6,26	20	20	20	1,43	20	25	20	1,13
4	15	15	15	7,38	20	20	20	1,71	20	25	20	1,22
5	—	15	15	4,95	—	20	20	1,04	—	25	25	0,55
6	—	15	15	6,07	—	20	20	1,82	—	25	25	0,64
7	—	15	15	2,46	—	20	20	0,53	—	25	25	0,44
8	—	15	15	3,58	—	20	20	0,61	—	25	25	0,53
9	15	15	15	13,06	15	15	15	13,06	—	—	—	—
	20	20	20	3,07	20	20	20	3,07	20	20	20	3,07
	—	—	—	—	20	25	20	2,24	20	25	20	2,24
10	15	15	15	14,18	15	15	15	14,18	—	—	—	—
	20	20	20	3,35	20	20	20	3,35	20	20	20	3,35
	—	—	—	—	20	25	20	2,33	20	25	20	2,33
11	15	15	15	11,01	15	15	15	11,01	—	—	—	—
	20	20	20	2,66	20	20	20	2,66	20	20	20	2,66
12	—	15	15	9,06	—	20	20	1,86	—	25	25	0,76
14	15	15	15	5,96	15	20	20	1,75	15	20	20	1,22
15	15	15	15	7,08	15	20	20	2,03	15	20	20	1,31
16	15	15	15	3,46	15	20	20	1,24	15	20	20	1,1
17	15	15	15	4,58	15	20	20	1,52	15	20	20	1,2
18	15	15	15	2,87	15	20	20	2,11	20	20	20	0,69

Таблица 3.31. Характеристики сопротивления  $S$ , мм/(кг/ч)<sup>2</sup>, конвекторов «Аккорд»

Марка прибора	$S \cdot 10^4$	Марка прибора	$S \cdot 10^4$	Марка прибора	$S \cdot 10^4$	Марка прибора	$S \cdot 10^4$
КА-0,6п	0,63	КА-1,8п	1,76	КА-1,4к	2,18	К2А-1,84к	4,4
КА-0,8п	0,82	КА-2,0п	1,94	КА-1,6к	2,36	К2А-2,21к	4,78
КА-1,0п	1,01	КА-0,6к	1,43	КА-1,8к	2,55	К2А-2,58к	5,16
КА-1,2п	1,19	КА-0,8к	1,62	КА-2,0к	2,74	К2А-2,94к	5,52
КА-1,4п	1,38	КА-1,0к	1,8	К2А-1,11к	3,66	К2А-3,31к	5,9
КА-1,6п	1,57	КА-1,2к	1,99	К2А-1,4/к	4,04	К2А-4,68к	6,28

Таблица 3.32. Характеристики сопротивления  $S$ , мм/(кг/ч)<sup>2</sup>, приборных узлов однотрубных систем отопления с искусственным побуждением для конвекторов «Акорд»

Марка прибора	$d_{CT} \times d_3 \times d_{П1} \times d_{П2}$		S-10 <sup>4</sup> узлов по рис. 3.10			$d_{CT} \times d_{П1} \times d_{П2}$		S-10 <sup>4</sup> узлов по рис. 3.10		$d_{CT} \times d_3 \times d_{П1} \times d_{П2}$		S-10 <sup>4</sup> узлов по рис. 3.10	
	1	3	5	7	12	9	9	1/3 (для проход-НатК)	14	16			
КА-0,6к	15×15×15×15	9,43	5,96	2,16	7,78	15×15×15	11,38	—	15×15×20	5,69	2,25		
	20×20×20×20	3,18	2,47	2,28	1,57	20×20×20	3,91	1,47	20×15×20	2,13	1,44		
	25×20×25×20	2,34	2,17	1,65	1,48	20×25×20	2,58	—	—	—	—		
КА 0,8к	15×15×15×15	9,62	6,15	5,82	2,35	15×15×15	11,97	—	15×15×20	5,73	2,29		
	20×20×20×20	3,37	2,66	2,47	1,76	20×20×20	4,1	1,66	20×15×20	2,17	1,48		
	25×20×25×20	2,53	2,36	1,84	1,67	20×25×20	2,37	—	—	—	—		
КА 1,0к	15×15×15×15	9,8	6,33	6	2,53	15×15×15	12,15	—	15×15×20	5,76	2,32		
	20×20×20×20	3,55	2,84	2,65	1,94	20×20×20	4,28	1,85	20×15×20	2,2	1,51		
	25×20×25×20	2,71	2,54	2,02	1,85	20×25×20	3,05	—	—	—	—		
КА-1,2к	15×15×15×15	9,99	6,52	5,19	2,72	15×15×15	12,34	—	15×15×20	5,8	2,36		
	20×20×20×20	3,74	3,03	2,84	2,13	20×20×20	4,47	2,03	20×15×20	2,24	1,55		
	25×20×25×20	2,9	2,73	2,21	2,04	20×25×20	3,24	—	—	—	—		
КА-1,4к	15×15×15×15	10,18	6,71	6,38	2,91	15×15×15	12,53	—	15×15×20	5,83	2,39		
	20×20×20×20	3,93	3,22	3,03	2,32	20×20×20	4,66	2,22	20×15×20	2,27	1,58		
	25×20×25×20	3,09	2,92	2,4	2,23	20×25×20	3,43	—	—	—	—		
КА-1,6к	15×15×15×15	10,36	6,89	6,56	3,09	15×15×15	12,71	—	15×15×20	5,87	2,43		
	20×20×20×20	4,11	3,4	3,21	2,5	20×20×20	4,84	2,41	20×15×20	2,31	1,62		
	25×20×25×20	3,27	3,10	2,58	2,41	20×25×20	3,61	—	—	—	—		
КА 1,8к	15×15×15×15	10,55	7,08	6,75	3,28	15×15×15	12,9	—	15×15×20	5,9	2,46		
	20×20×20×20	4,3	3,59	3,4	2,69	20×20×20	5,03	2,6	20×15×20	2,34	1,65		
	25×20×25×20	3,46	3,29	2,77	2,6	20×25×20	3,8	—	—	—	—		
КА-2,0к	15×15×15×15	10,74	7,27	6,94	3,47	15×15×15	13,09	—	15×15×20	5,94	2,5		
	20×20×20×20	4,49	3,78	3,59	2,88	20×20×20	5,22	2,78	20×15×20	2,38	1,69		
	25×20×25×20	3,65	3,48	2,96	2,79	20×25×20	3,99	—	—	—	—		

Один ряд по вертикали

Два ряда по вертикали

K2A-1,11к	15×15×15×15	10,68	8,19	15×15×15	6,88	4,39	10,99	15×15×15	14,99	—	15×15×20	5,25	2,74
	20×20×20×20	5,21	4,7	20×20×20	4,31	3,8	5,13	20×20×20	6,34	—	20×15×20	2,44	1,93
K2A-1,47к	25×20×25×20	4,59	4,47	25×25×25	3,82	3,71	4,03	20×25×20	5,51	—	—	—	—
	15×15×15×15	11,06	8,57	15×15×15	7,26	4,77	11,37	15×15×15	15,37	—	15×15×20	5,31	2,8
K2A-1,84к	20×20×20×20	5,59	5,08	20×20×20	4,69	4,18	5,51	20×20×20	6,72	—	20×15×20	2,5	1,99
	25×20×25×20	4,97	4,85	25×25×25	4,2	4,09	4,41	20×25×20	5,89	—	—	—	—
K2A-2,21к	15×15×15×15	11,42	8,93	15×15×15	7,62	5,13	11,73	15×15×15	15,73	—	15×15×20	5,37	2,86
	20×20×20×20	5,95	5,44	20×20×20	5,05	4,54	5,87	20×20×20	7,08	—	20×15×20	2,56	2,05
K2A-2,58к	25×20×25×20	5,33	5,21	25×25×25	4,56	4,45	4,77	20×25×20	6,25	—	—	—	—
	15×15×15×15	11,8	9,31	15×15×15	8,00	5,51	12,11	15×15×15	16,11	—	15×15×20	5,42	2,91
K2A-2,94к	20×20×20×20	6,33	5,82	20×20×20	5,43	4,92	6,25	20×20×20	7,46	—	20×15×20	2,61	2,1
	25×20×25×20	5,71	5,59	25×25×25	4,94	4,83	5,15	20×25×20	6,63	—	—	—	—
K2A-3,31к	15×15×15×15	12,18	9,69	15×15×15	8,38	5,89	12,49	15×15×15	16,49	—	15×15×20	5,48	2,97
	20×20×20×20	6,71	6,2	20×20×20	5,81	5,3	6,63	20×20×20	7,84	—	20×15×20	2,67	2,16
K2A-3,68к	25×20×25×20	6,09	5,97	25×25×25	5,32	5,21	5,53	20×25×20	7,01	—	—	—	—
	15×15×15×15	12,54	10,05	15×15×15	8,74	6,25	12,85	15×15×15	16,85	—	15×15×20	5,53	3,02
K2A-3,91к	20×20×20×20	7,07	6,56	20×20×20	6,17	5,66	6,99	20×20×20	8,2	—	20×15×20	2,72	2,21
	25×20×25×20	6,45	6,33	25×25×25	5,68	5,57	5,89	20×25×20	7,37	—	—	—	—
K2A-4,28к	15×15×15×15	12,92	10,43	15×15×15	9,12	6,63	13,23	15×15×15	17,23	—	15×15×20	5,58	3,07
	20×20×20×20	7,45	6,94	20×20×20	6,55	6,04	7,37	20×20×20	8,58	—	20×15×20	2,77	2,26
K2A-4,65к	25×20×25×20	6,83	6,71	25×25×25	6,06	5,95	6,27	20×25×20	7,75	—	—	—	—
	15×15×15×15	13,3	10,81	15×15×15	9,5	7,01	13,61	15×15×15	17,61	—	15×15×20	5,63	3,12
K2A-5,02к	20×20×20×20	7,83	7,32	20×20×20	6,93	6,42	7,75	20×20×20	8,96	—	20×15×20	2,82	2,31
	25×20×25×20	7,21	7,09	25×25×25	6,44	6,33	6,65	20×25×20	8,13	—	—	—	—



Т а б л и ц а 3.33. Характеристики сопротивления  $S$ , мм/(кг/ч)<sup>2</sup>, приборных узлов однотрубных систем отопления с искусственным побуждением для концевых конвекторов «Комфорт» КН-20

Марка прибора	$S \cdot 10^4$ узлов по рис. 3.10						
	19	21			22		
	$d_{ст\ лю-бой}$	$d_{ст} =$ $= 15$ мм	$d_{ст} =$ $= 20$ мм	$d_{ст} =$ $= 25$ мм	$d_{ст} =$ $= 15$ мм	$d_{ст} =$ $= 20$ мм	$d_{ст} =$ $= 25$ мм
КН-20-0,75к	1,37	8,03	2,76	1,76	4,3	2,02	1,57
КН-20-0,95к	1,5	8,16	2,89	1,89	4,43	2,15	1,7
КН-20-1,1к	1,37	8,03	2,76	1,76	4,3	2,02	1,57
КН-20-1,4к	1,5	8,16	2,89	1,89	4,43	2,15	1,7
КН-20-1,7к	1,63	8,29	3,02	2,02	4,56	2,28	1,83
КН-20-2к	1,76	8,42	3,15	2,15	4,69	2,41	1,98
КН-20-2,3к	1,89	8,55	3,28	2,28	4,82	2,54	2,09
КН-20-2,6к	2,02	8,68	3,41	2,41	4,95	2,67	2,22
КН-20-2,9к	2,15	8,81	3,54	2,54	5,08	2,8	2,35
КН-20-3,2к	2,28	8,94	3,67	2,67	5,21	2,93	2,48
КН-20-3,5к	2,41	9,07	3,8	2,8	5,34	3,06	2,61

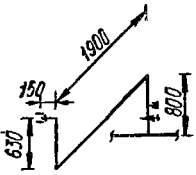
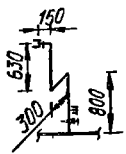
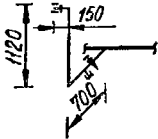
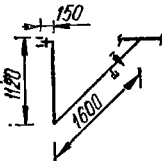
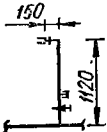
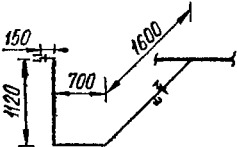
Т а б л и ц а 3.34 Характеристики сопротивления  $S$ , мм/(кг/ч)<sup>2</sup>, приборных узлов однотрубных систем отопления с искусственным побуждением для проходных конвекторов «Комфорт» КН-20 при любых диаметрах стояков

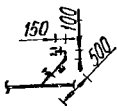
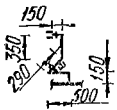
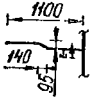
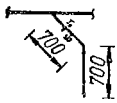
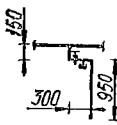
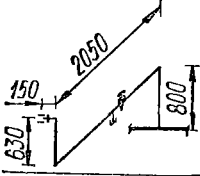

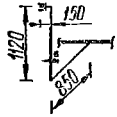
Марка прибора	$S \cdot 10^4$ узлов по рис. 3.10					
	19			20		
	Количество последовательно соединенных конвекторов					
	1	2	3	1	2	3
КН-20-0,8п	0,59	1,17	1,76	0,55	0,64	0,73
КН-20-1п	0,72	1,43	2,15	0,57	0,67	0,77
КН-20-1,2п	0,59	1,17	1,76	0,55	0,64	0,73
КН-20-1,5п	0,72	1,43	2,15	0,57	0,67	0,77
КН-20-1,8п	0,85	1,69	2,54	0,59	0,7	0,82
КН-20-2,1п	0,98	1,95	2,93	0,6	0,72	0,86
КН-20-2,4п	1,11	2,21	3,32	0,62	0,77	0,91
КН-20-2,7п	1,24	2,47	3,71	0,66	0,8	0,96
КН-20-3п	1,37	2,73	4,1	0,66	0,83	1,03
КН-20-3,3п	1,5	2,99	4,49	0,67	0,86	1,04
КН-20-3,6п	1,63	3,25	4,88	0,68	0,89	1,1

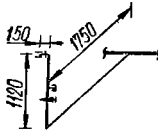
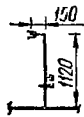
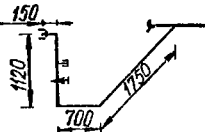
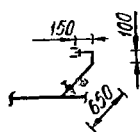
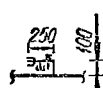
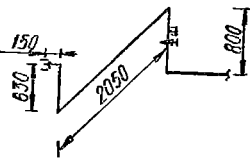
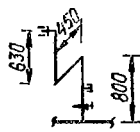
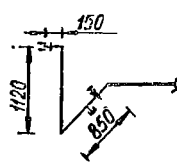
Т а б л и ц а 3.35. Характеристики сопротивления  $S$ , мм/(кг/ч)<sup>2</sup>, междуэтажных вставок

Для промежуточных этажей; приборы регулируемые				Для верхних этажей вертикальных систем с верхней разводкой				Для промежуточных этажей; приборы прочные							
$l$ , м	$d_{ст}$ , мм	$S \cdot 10^4$	$l$ , м	$d_{ст}$ , мм	$S \cdot 10^4$	$l$ , м	$d_{ст}$ , мм	$S \cdot 10^4$	$l$ , м	$d_{ст}$ , мм	$S \cdot 10^4$				
												$d_{ст}$ , мм	$l$ , м	$S \cdot 10^4$	
1,9	15	7,6	1,9	15	9,5	2	15	5,84	2	15	7,89				
	20	1,53										20	1,17	20	1,59
	25	0,42										25	0,35	25	0,44
2	15	7,88	2	15	9,72	2,1	15	6,13	2,1	15	8,17				
	20	1,58										20	1,23	20	1,64
	25	0,44										25	0,37	25	0,46
2,2	15	8,46	2,2	15	10,37	2,3	15	6,72	2,3	15	8,75				
	20	1,7										20	1,35	20	1,76
	25	0,47										25	0,4	25	0,49
2,5	15	9,33	2,5	15	11,23	2,6	15	7,59	2,6	15	9,62				
	20	1,88										20	1,52	20	1,94
	25	0,53										25	0,46	25	0,55
2,8	15	10,22	2,8	15	12,1	2,9	15	8,47	2,9	15	10,51				
	20	2,5										20	1,7	20	2,11
	25	0,58										25	0,51	25	0,6
1,9	15	7,6	1,9	15	9,5	2	15	5,84	2	15	7,89				
	20	1,53										20	1,17	20	1,59
	25	0,42										25	0,35	25	0,44
2	15	7,88	2	15	9,72	2,1	15	6,13	2,1	15	8,17				
	20	1,58										20	1,23	20	1,64
	25	0,44										25	0,37	25	0,46
2,2	15	8,46	2,2	15	10,37	2,3	15	6,72	2,3	15	8,75				
	20	1,7										20	1,35	20	1,76
	25	0,47										25	0,4	25	0,49
2,5	15	9,33	2,5	15	11,23	2,6	15	7,59	2,6	15	9,62				
	20	1,88										20	1,52	20	1,94
	25	0,53										25	0,46	25	0,55
2,8	15	10,22	2,8	15	12,1	2,9	15	8,47	2,9	15	10,51				
	20	2,5										20	1,7	20	2,11
	25	0,58										25	0,51	25	0,6

Таблица 3.36. Характеристики сопротивления  $S$ , мм/(кг/ч)<sup>2</sup>, узлов присоединения однокрутных стояков к магистралям систем отопления (П — к подающей, О — к обратной)

Узел	$d$ , мм	$\zeta$	$S \cdot 10^4$
	15 20 25	35,1/22,6 24,5/16 20,6/13,1	37,9/24,4 8/5,2 2,6/1,6
	15 20 25	30,4/17,9 21,4/13,1 18,2/10,7	32,8/19,3 7/4,3 2,3/1,3
	15 20 25	29,5/17 20,7/12,2 18/10,5	31,9/18,4 6,7/4 2,3/1,3
	15 20 25	32/19,5 22,4/13,9 19,2/11,7	34,6/21,1 7,3/4,5 2,4/1,5
	15 20 25	26,1/13,6 18,5/10 16,5/9	28,2/14,7 6/3,3 2,1/1,1
	15 20 25	35,3/22,8 24,6/16,1 20,7/13,2	38,1/24,6 8/5,2 2,6/1,7

Узел	$d$ , мм	$\zeta$	$S \cdot 10^4$
	15 20 25	26,2/13,7 18,6/10,1 16,3/8,8	28,3/14,8 6/3,3 3/1,1
	15 20 25	30,5/18 21,4/12,9 17,9/10,4	32,9/19,4 7/4,2 2,2/1,3
	15 20 25	25,2/12,7 18,1/9,6 16,5/9	27,2/13,7 5,9/3,1 2,1/1,1
	15 20 25	26,5/14 18,7/10,12 16,7/9,2	28,6/15,1 6,1/3,3 2,1/1,2
	15 20 25	28/15,5 19,7/11,2 17,2/9,7	30,2/16,7 6,4/3,6 2,2/1,2
	15 20 25	19,5 12,8 9,8	21,1 4,2 1,2
	15 20 25	14,8 9,9 7,4	16 3,2 0,9
	15 20 25	13,9 9 6,2	15 2,2 0,8

Узел	$d$ , мм	$\xi$	$S \cdot 10^4$	
	O-4	15 20 25	16,4 10,7 8,4	17,7 3,5 1,1
	O-5	15 20 25	10,1 6,5 5,5	10,9 2,1 0,7
	O-6	15 20 25	19,7 12,9 9,9	21,3 4,2 1,2
	O-7	15 20 25	10,6 6,9 5,5	11,1 2,2 0,7
	O-8	15 20 25	7,6 4,8 4,2	8,2 1,6 0,5
	O-9	15 50 25	19,5 12,3 8,8	21,1 4 1,1
	O-10	15 20 25	14,8 9,4 6,4	16 3,1 0,8
	O-11	15 20 25	13,9 8,5 5,2	15 2,8 0,7

Примечание. В числителе — при установке вентиля, в знаменателе — при установке пробковых кранов.

### 3.3.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОДНОТРУБНЫХ ТУПИКОВЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ МЕТОДОМ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЙ

Исходные данные для расчета систем отопления не зависят от того, каким способом (с постоянными или переменными перепадами температур воды в стояках) ведется расчет. Они должны включать следующее: аксонометрические схемы стояков с нанесением арматуры, установленной на них, и указанием тепловых нагрузок каждого стояка; аксонометрические схемы магистралей с нанесением арматуры (эти схемы должны быть разбиты на участки с указанием их длин и тепловых нагрузок); параметры теплоносителя для системы отопления.

Способом с переменными перепадами температур воды в стояках рекомендуется рассчитывать только радиаторные системы отопления.

Расчет выполняют в такой последовательности.

1. Определяют располагаемый напор для системы отопления по формуле (3.70).

2. Принимают (ориентировочно) потерю напора в стояках  $H_{ст.ор}$ , мм, равную 70—85% располагаемого напора:

$$H_{ст.ор} = (0,7 \div 0,85) H_{расп}. \quad (3.73)$$

3. В соответствующие графы бланка (см. табл. 3.37) заносят номер участка (стояка), тепловую нагрузку участка ( $Q$ , Вт), длину участка ( $l$ , м).

4. В графу «Предварительно» (см. табл. 3.38) заносят вычисленные характеристики сопротивления стояков. Диаметры всех стояков при этом принимают одинаковыми и равными 20 мм. Следует убедиться, что расход воды в подъемных частях стояков систем отопления с нижней разводкой и в стояках систем с опрокинутой циркуляцией больше минимально допустимого  $G_{мин}$ , вычисленного по формуле (3.71) или принятого по табл. 3.27. Если расход воды меньше  $G_{мин}$ , диаметр стояка следует принять 15 мм. Характеристику сопротивления стояка вычисляют суммированием характеристик сопротивления элементов стояка.

При расчете системы отопления с постоянными перепадами температур в стояках дальнейшая последовательность расчета выглядит следующим образом.

5. Определяют и заносят в бланк расчетный расход теплоносителя в стояках и магистралях системы отопления:

$$G_{pt} = 0,86 \frac{Q_l}{\Delta t_p}. \quad (3.74)$$

6. Производят предварительный расчет потерь напора в каждом стояке системы отопления:

$$H_{стl} = S_{ст} G_{pt}^2. \quad (3.75)$$

Окончательный расчет диаметров стояков и магистралей ведут параллельно.

7. Производят окончательный расчет диаметра дальнего стояка и заносят данные в графу «Окончательно». Изменяют диаметры концевых участков стояка, узлов и междуэтажных вставок, с тем чтобы расчетная потеря напора в дальнем стояке стала приблизительно равной ориентировочной:

$$H_{pt} \approx H_{ст.опт}. \quad (3.76)$$

Диаметры изменяют последовательно, начиная с одного конца стояка (обычно от обратной магистрали).

Стояки нумеруются, начиная с дальнего, поэтому индекс 1 означает дальний стояк, индекс 2 — предшествующий ему и т. д.

8. Назначают диаметр участка магистрали между стояками 1 и 2, вычисляют приведенный коэффициент сопротивления участка магистрали и потерю напора в нем. В целях упрощения расчета длину и характеристики сопротивления

подающего и обратного участков магистрали рекомендуется суммировать и записывать в одну строку.

9. Определяют располагаемый напор для стояка 2, равный сумме потерь напора в дальнем стояке 1 и в магистрали между стояками 1 и 2:

$$H_{\text{ст.расп2}} = H_{\text{р1}} + H_{1-2}. \quad (3.77)$$

10. Определяют требуемую характеристику сопротивления стояка 2:

$$S_{\text{трсб2}} = H_{\text{ст.расп2}} / G_{\text{р2}}^2. \quad (3.78)$$

11. Изменяя диаметры концевых участков, узлов и междуэтажных вставок, добиваются, чтобы действительная характеристика сопротивления стала приблизительно равной требуемой:

$$S_{\text{д2}} \approx S_{\text{треб2}}. \quad (3.79)$$

12. Вычисляют действительную потерю напора в стояке 2:

$$H_{\text{д2}} = S_{\text{д2}} G_{\text{р2}}^2. \quad (3.80)$$

13. Сравнивают располагаемый напор для стояка 2 и действительную потерю напора в нем, которая не должна отличаться от располагаемого напора более чем на 15%.

14. Рассчитывают следующий участок магистралей, следующий стояк и т. д. до конца рассчитываемой ветви. При этом используют формулы (3.77) — (3.80), где номер стояка принимает значения от  $i = 3$  до  $i = k$  ( $k$  — число стояков).

15. Увязывают потери напора в ветвях, изменяя диаметры конечных участков магистралей.

16. Увязывают потери напора в полукольцах, изменяя диаметры конечных участков полуколец.

При увязке потерь напора (пп. 15 и 16) диаметр подающей магистрали не должен увеличиваться по ходу теплоносителя, а обратной — не должен уменьшаться.

После приобретения определенного опыта можно несколько упростить порядок расчета и не рассчитывать все стояки на диаметр 20 мм, а, оценив возможную потерю напора в них, сразу вычислить нужный диаметр.

При расчете системы отопления с переменными перепадами температуры в стояках последовательность расчета, начиная с п. 5, выглядит следующим образом.

5. Зная диаметр дальнего ( $i = 1$ ) стояка и принимая температурный перепад в нем равным перепаду температур в системе отопления, находят расход воды и потерю напора в стояке:

$$G_{\text{р1}} = 0,86 \frac{Q_1}{\Delta t_{\text{р}}}; \quad (3.81)$$

$$H_{\text{ст1}} = S_{\text{ст1}} G_{\text{ст1}}^2. \quad (3.82)$$

6. Заносят в бланк результаты расчета дальнего стояка ( $S_{\text{р1}}, H_{\text{р1}}, G_{\text{р1}}, \Delta t_{\text{р1}}$ ).

7. Назначают диаметр участка магистрали между дальним и предшествующим ему стояком, вычисляют приведенный коэффициент сопротивления участка и потерю напора в нем. В целях упрощения расчета длину и характеристики сопротивления подающего и обратного участков магистрали рекомендуется суммировать и записывать в одну строку.

8. По формуле (3.77) определяют располагаемый напор для предпоследнего (2-го) стояка, который равен сумме потерь напора в дальнем стояке и в магистрали между дальним и предшествующим ему стояком.

9. Зная характеристику сопротивления стояка 2 при диаметре 20 мм и принимая располагаемый напор для него за расчетную потерю напора, опреде-

ляют расчетный расход воды для этого стояка:

$$G_{p2} = \sqrt{H_{p2}/S_2}. \quad (3.83)$$

10. Находят расчетный перепад температур теплоносителя в стояке 2:

$$\Delta t_{p2} = 0,86 \frac{Q_2}{G_{p2}}. \quad (3.84)$$

11. Проверяют соответствие расчетного перепада температур воды в стояке допустимому. Расчетный перепад температур воды в стояке, как правило, должен отличаться от перепада температур воды в системе отопления не более чем на 15%. Если перепад температур воды в стояке получится больше допустимого, изменяют диаметры концевых участков, узлов и междуэтажных вставок. Это вызывает изменение характеристики сопротивления, расхода теплоносителя и расчетного перепада температур воды в стояке.

12. Рассчитывают следующий участок магистралей, определяют располагаемый напор для следующего стояка и т. д. При этом используются формулы (3.81) — (3.84), где номер стояка принимает значения от  $i = 3$  до  $i = k$ .

13. Рассчитав одну ветвь, переходят к расчету следующих и получают по каждой ветви диаметры магистралей, расчетные расходы и расчетные потери напора.

14. Увязывают потери напора в ветвях системы, получая в результате фактические расходы воды по стоякам.

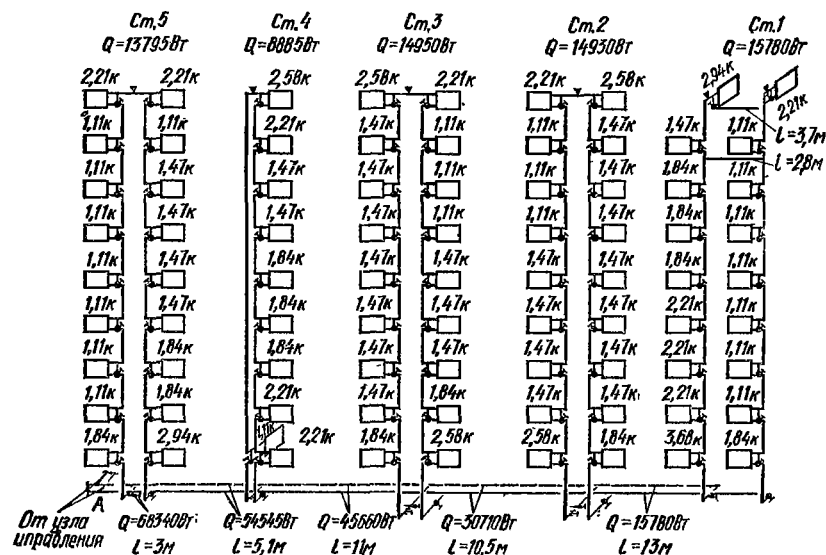


Рис. 3.11. Ветвь системы отопления (к примеру 1).

**Пример 1.** Рассчитать способом с постоянным перепадом температур воды в стояках приведенную на рис. 3.11 ветвь системы отопления.

Исходные данные: аксонометрическая схема стояков и магистралей системы отопления; перепад температур воды в системе отопления  $\Delta t_p = 105 - 70 = 35^\circ \text{C}$ .

Нагревательные приборы типа «Аккорд» предварительно подобраны при расчете площади поверхности нагрева приборов. Типы конвекторных блоков указаны на расчетной схеме.



Располагаемый напор для системы отопления, определенный на основе расчета элеваторного ввода с учетом естественного перепада напора, составляет 1500 мм.

Ориентировочное значение потери напора в стояках принимаем равным 85% располагаемого напора

$$H_{\text{ст.оп}} = 0,85 \cdot 1500 = 1280 \text{ мм.}$$

В бланк (табл. 3.37) заносим исходные данные номер участка (стояка), тепловую нагрузку  $Q$ , длину участка  $l$ , перепад температур  $\Delta t_p$ .

Вычисляем характеристики сопротивления всех стояков ветви при их диаметре 20 мм. Подсчет производим в бланках (табл. 3.38) путем суммирования характеристик сопротивления приборов узлов, междуэтажных вставок, концевых участков и прочих местных сопротивлений. Результаты расчетов заносим в графу «Предварительно».

Определяем значения расчетного расхода теплоносителя в стояках и на участках магистралей системы отопления

$$G_{p1} = 0,86 \frac{15\ 780}{35} = 387 \text{ кг/ч;}$$

$$G_{1-2} = C_{p1} = 387 \text{ кг/ч;}$$

$$G_{p2} = 0,86 \frac{14\ 930}{35} = 367 \text{ кг/ч;}$$

$$G_{2-3} = G_{p1} + G_{p2} = 387 + 367 = 754 \text{ кг/ч.}$$

Значения расчетного расхода теплоносителя заносим в бланк (табл. 3.37).

Т а б л и ц а 3.37. Расчет магистралей

Номер участка (стояка)	$Q$ , Вт	$l$ , м	$d$ , мм	$\frac{\lambda}{d}$ , м <sup>-1</sup>	$\frac{\lambda l}{d}$	$\Sigma \xi$ , м	$\frac{l}{d} + \Sigma \xi$ , м	$A$ , 10 <sup>4</sup> , мм/(кг/ч) <sup>2</sup>	$S$ , 10 <sup>4</sup> , мм/(кг/ч) <sup>2</sup>	$H_p$ , мм	$G_p$ , кг/ч	$\Delta t_p$ , °C	$H_{\text{расч}}$ , мм	Невязка, %
Ст. 1	15 780		25							1313	387	35	1313	0
1-2	15 780	13	32	1	13	4,1	17,1	0,04	87,66	10	387			
Ст. 2	14 930		25							1374	367	35	1323	3,8
2-3	30 710	10,5	40	0,8	8,3	3,5	11,8	0,0235	102,02	16	754			
Ст. 3	14 950		25							1379	367	35	1339	3
3-4	45 660	11	40	0,8	8,8	1,5	10,3	0,0235	102,38	30	1121			
Ст. 4	8885		15							1374	218	35	1369	0,4
4-5	54 545	5,1	50	0,55	2,83	1,5	4,33	0,0084	288,99	7	1339			
Ст. 5	13 795		25							1220	339	35	1376	11,3
5-А	68 340	3	50	0,55	1,65	6,5	8,15	0,0084	106,34	19	1678			
													$\Sigma H_{\text{расч}} = 1395$	

Определяем потерю напора в стояке 1 при принятом предварительно диаметре 20 мм.

$$H_{p1} = S_1 G_{p1}^2 = 142,7 \cdot 10^{-4} \cdot 387^2 = 2137 \text{ мм}$$

Поскольку  $H_{p1} > H_{\text{ст.оп}}$  ( $2137 > 1280$ ), принимаем диаметр всего стояка 25 мм и вычисляем новое значение характеристики сопротивления стояка (табл. 3.38):

$$H_{p1} = 106,22 \cdot 10^{-4} \cdot 387^2 = 1590 \text{ мм.}$$

$$1590 > 1280.$$

Поскольку проектировать стояки диаметром более 25 мм не рекомендуется, снижаем сопротивление стояка путем установки перемычки диаметром 15 мм под потолком 7-го этажа, т. е. не ниже  $\frac{2}{8}$  высоты стояка, что позволяет не учитывать естественный перепад напора, возникающий вследствие охлаждения теплоносителя. Результаты вычисления характеристики сопротивления стояка с перемычкой приводим в бланке (табл. 3.38).

Потери напора в стояке с перемычкой

$$H_{pI} = 87,66 \cdot 10^{-4} \cdot 387^2 = 1313 \text{ мм.}$$

$$H_{pI} \approx H_{\text{ст.ор.}}$$

Значение потери напора в стояке I заносим в графу  $H_p$  (табл. 3.37). В этот же бланк заносим окончательное значение характеристики сопротивления  $S$ .

Установка перемычки на стояке вызовет уменьшение расхода теплоносителя через часть стояка, расположенную выше перемычки.

Гидравлическое сопротивление параллельных участков

$$H' = S_3 G_{pI}^2 = 4,7 \cdot 10^{-4} \cdot 387^2 = 70 \text{ мм.}$$

Т а б л и ц а 3.38. Расчет стояков

Обозначение узла	Предварительно					Окончательно				
	d, мм	l, м	$S \cdot 10^4$ , мм/(кг·ч) <sup>2</sup>	n	$\Sigma S \cdot 10^4$	d, мм	l, м	$S \cdot 10^4$ , мм/(кг·ч) <sup>2</sup>	n	$\Sigma S \cdot 10^4$
<b>Стояк I</b>										
K2A-1,11к-1	20		5,21	7	36,47	25		4,59	7	32,13
K2A-1,47к-1	20		5,59	1	5,59	25		4,97	1	4,97
K2A-1,84к-1	20		5,95	4	23,8	25		5,33	4	21,32
K2A-2,21к-1	20		6,33	3	18,99	25		5,71	3	17,13
K2A-3,68к-1	20		7,83	1	7,83	25		7,71	1	7,71
K2A-2,21к-3	20		5,82	1	5,82	25		5,59	1	5,59
K2A-2,94к-3	20		6,56	1	6,56	25		6,33	1	6,33
ПЗ	20		6,7	1	6,7	25		2,3	1	2,3
ОЗ	20		2,2	1	2,2	25		0,8	1	0,8
Вставка	20	2	1,58	16	25,28	25	2	0,44	16	7,04
Труба	20	3,7	0,585	1	2,16	25	3,7	0,175	1	0,65
Отвод 90°	20		0,325	4	1,3	25		0,063	4	0,25
$S = 142,7 \cdot 10^{-4}$					$S = 106,22 \cdot 10^{-4}$					
<b>Стояк I с перемычкой</b>										
<b>Стояк выше перемычки</b>										
K2A-1,11к-1	25		4,59	1	4,59					
K2A-1,47к-1	25		4,97	1	4,97					
K2A-2,21к-3	25		5,59	1	5,59					
K2A-2,94к-3	25		6,33	1	6,33					
Вставка	25	2	0,44	2	0,88					
Труба	25	3,7	0,175	1	0,65					
Отвод 90°	25		0,063	4	0,25					
Два тройника проходных $\xi = 0,5 + 3 = 3,5$ $S = A\xi = 0,125 \cdot 3,5 = 0,44$										
$S_1 = 23,7 \cdot 10^{-4}$										

Обозначение узла	Предварительно					Окончательно				
	$d, \text{ мм}$	$l, \text{ м}$	$S, 10^4, \text{ мм}^2/(\text{кг} \cdot \text{ч})^2$	$n$	$\Sigma S, 10^4$	$d, \text{ мм}$	$l, \text{ м}$	$S, 10^4, \text{ мм}^2/(\text{кг} \cdot \text{ч})^2$	$n$	$\Sigma S, 10^4$

Перемышка

Труба	15	2,8	2,92	8,18						
Два тройника в ответвлении $\zeta = 5 + 1,5 = 6,5$										
$S = A\zeta = 1,08 \cdot 6,5 = 7,02$										

$$S_2 = 15,2 \cdot 10^{-4}$$

$$S_3 = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}}\right)^2} =$$

$$= \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{23,7 \cdot 10^{-4}}} + \frac{1}{\sqrt{15,2 \cdot 10^{-4}}}\right)^2} = 4,7 \cdot 10^{-4}$$

Стойк ниже перемышки

К2А-1,11к-1	25		4,59	6	27,54					
К2А-1,84к-1	25		5,33	4	21,32					
К2А-2,21к-1	25		5,71	3	17,13					
К2А-3,68к-1	25		7,71	1	7,71					
П3	25		2,3	1	2,3					
О3	25		0,8	1	0,8					
Вставка	25	2	0,44	14	6,16					

$$S_4 = 82,96 \cdot 10^{-4}$$

$$S = S_3 + S_4 = 4,7 \cdot 10^{-4} + 82,96 \cdot 10^{-4} = 87,66 \cdot 10^{-4}$$

Стойк 2

К2А-1,11к-1	20		5,21	3	15,63	25		4,59	3	13,77
К2А-1,47к-1	20		5,59	11	61,49	25		4,97	11	54,67
К2А-1,84к-1	20		5,95	1	5,95	25		5,33	1	5,33
К2А-2,58к-1	20		6,71	1	6,71	25		6,09	1	6,09
К2А-2,21к-3	20		5,82	1	5,82	25		5,59	1	5,59
К2А-2,58к-3	20		6,2	1	6,2	25		5,97	1	5,97
Вставка	20	2	1,58	16	25,28	25	2	0,44	16	7,04
П4	20		7,3	1	7,3	25		2,4	1	2,4
О4	20		3,5	1	3,5	25		1,1	1	1,1
Труба	20	0,34	0,585	1	0,2	25	0,34	0,175	1	0,06

$$S = 138,08 \cdot 10^{-4}$$

$$S = 102,02 \cdot 10^{-4}$$

Стойк 3

К2А-1,11к-1	20		5,21	3	15,63	25		4,59	3	13,77
К2А-1,47к-1	20		5,59	10	55,90	25		4,97	10	49,70
К2А-1,84к-1	20		5,95	2	11,9	25		5,33	2	10,66
К2А-2,58к-1	20		6,71	1	6,71	25		6,09	1	6,09
К2А-2,21к-3	20		5,82	1	5,82	25		5,59	1	5,59
К2А-2,58к-3	20		6,2	1	6,2	25		5,97	1	5,97
Вставка	20	2	1,58	16	25,28	25	2	0,44	16	7,04
П4	20		7,3	1	7,3	25		2,4	1	2,4
О4	20		3,5	1	3,5	25		1,1	1	1,1
Труба	20	0,34	0,585	1	0,2	25	0,34	0,175	1	0,06

$$S = 138,44 \cdot 10^{-4}$$

$$S = 102,38 \cdot 10^{-4}$$

Обозначение узла	Предварительно					Окончательно				
	$d$ , мм	$l$ , м	$S \cdot 10^4$ , мм <sup>2</sup> /(кг·ч) <sup>2</sup>	$\eta$	$\Sigma S \cdot 10^4$	$d$ , мм	$l$ , м	$S \cdot 10^4$ , мм <sup>2</sup> /(кг·ч) <sup>2</sup>	$\eta$	$\Sigma S \cdot 10^4$
<b>Стойк 4</b>										
К2А-1,1к-1	20		5,21	1	5,21	15		10,68	1	10,68
К2А-1,47к-1	20		5,59	2	11,18	15		11,06	2	22,12
К2А-1,84к-1	20		5,95	3	17,85	15		11,42	3	34,26
К2А-2,21к-1	20		6,33	3	18,99	15		11,8	3	35,4
К2А-2,58к-3	20		6,2	1	6,2	15		9,69	1	9,69
Вставка	20	2	1,58	8	12,64	15	2	7,88	8	63,04
ПЗ	20		6,7	1	6,7	15		31,9	1	31,9
ОЗ	20		2,2	1	2,2	15		15	1	15
Труба	20	22,8	0,585	1	13,34	15	22,8	2,92	1	66,58
Отвод 90°	20		0,325	2	0,65	15		1,62	2	3,24
$S = 94,24 \cdot 10^{-4}$					$S = 288,99 \cdot 10^{-4}$					
<b>Стойк 5</b>										
К2А-1,1к-1	20		5,21	8	41,68	25		4,59	8	36,72
К2А-1,47к-1	20		5,59	4	22,36	25		4,97	4	19,88
К2А-1,84к-1	20		5,95	3	17,85	25		5,33	3	15,99
К2А-2,94к-1	20		7,07	1	7,07	25		6,45	1	6,45
К2А-2,21к-3	20		5,82	2	11,64	25		5,59	2	11,18
ПЗ	20		6,7	1	6,7	20		6,7	1	6,7
ОЗ	20		2,2	1	2,2	20		2,2	1	2,2
Вставка	20	2	1,58	16	25,28	25	2	0,44	16	7,04
Труба	20	0,38	0,585	1	0,22	25	0,38	0,175	1	0,18
$S = 135 \cdot 10^{-4}$					$S = 106,34 \cdot 10^{-4}$					

Расход теплоносителя через участок стойка, расположенный выше перемычки,

$$G_1 = \sqrt{\frac{H'}{S_1}} = \sqrt{\frac{70}{23,7 \cdot 10^{-4}}} = 171 \text{ кг/ч.}$$

Изменение расхода теплоносителя через участок стойка, расположенный выше перемычки, обуславливает необходимость пересчета площади поверхности нагревательных приборов, расположенных на этом участке.

При этом также изменяется сопротивление конвекторных блоков. Но поскольку сопротивление параллельных участков составляет в данном случае около 6% общего сопротивления стойка, сопротивление конвекторных блоков можно не пересчитывать.

Рассчитываем участок магистрали 1—2 между стойками 1 и 2. Принимаем диаметр этого участка 32 мм. Вычисляем и заносим в бланк (табл. 3.37) следующие величины:  $\left(\frac{\lambda}{d}\right)_{1-2} = 1$ ;  $\left(\frac{\lambda}{d} l\right)_{1-2} = 1 \cdot 13 = 13$ ;  $\Sigma \zeta_{\text{см}} = 4,1$ ; приве-

денный коэффициент сопротивления участка  $\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta_{\text{см}} = 17,1$ ; удельный динамический (скоростной) напор в трубопроводе А, определяемый по формуле (3.49).

Потеря напора на участке магистрали между стойками 1 и 2

$$H_{1-2} = 17,1 \cdot 0,04 \cdot 10^{-4} \cdot 387^2 = 10 \text{ мм,}$$

Располагаемый напор для стояка 2

$$H_{\text{ст.расп2}} = 1313 + 10 = 1323 \text{ мм.}$$

Определяем требуемую характеристику сопротивления стояка 2 по формуле (3.78):

$$S_{\text{треб2}} = \frac{1323}{367^2} = 98 \cdot 10^{-4} \text{ мм/(кг/ч)}^2.$$

По табл. 3.38 при диаметре стояка 2 20 мм  $S_{\text{ор2}} = 138 \cdot 10^{-4} \text{ мм/(кг/ч)}^2$ , т.е.  $S_{\text{ор2}} > S_{\text{треб2}}$ .

После пересчета стояка 2 на диаметр 25 мм получаем характеристику сопротивления  $102,02 \cdot 10^{-4} \text{ мм/(кг/ч)}^2$

$$S_{\text{д2}} \approx S_{\text{треб2}}$$

Действительная потеря напора в стояке 2

$$H_{\text{д2}} = 102,02 \cdot 10^{-4} \cdot 367^2 = 1374 \text{ мм.}$$

Невязка между действительной потерей напора и располагаемым напором

$$\Delta H_2 = \frac{H_{\text{д2}} - H_{\text{ст.расп2}}}{H_{\text{ст.расп2}}} \cdot 100 = \frac{1374 - 1323}{1323} \cdot 100 = 3,8\% < 15\%.$$

Заносим сопротивление стояка 2 в бланк (табл. 3.37) и переходим к расчету участка 2—3.

Аналогично производим параллельный расчет магистралей и стояков с увязкой их сопротивлений.

Общая потеря напора в ветви складывается из потерь напора в стояке 1 и в участках магистрали:

$$\begin{aligned} H_{\text{в}} &= H_{\text{р1}} + H_{1-2} + H_{2-3} + H_{3-4} + H_{4-5} + H_{5-A} = \\ &= 1313 + 10 + 16 + 30 + 7 + 19 = 1395 \text{ мм.} \end{aligned}$$

**Пример 2.** Рассчитать способом с переменными перепадами температур в стояках приведенную на рис. 3.12 ветвь системы отопления. Увязать расходы и потери напора в отдельных ветвях.

Исходные данные: аксонометрическая схема стояков и магистралей системы отопления; перепад температур воды в системе  $\Delta t_p = 105 - 70 = 35^\circ \text{C}$ .

Располагаемый напор для системы отопления, определенный на основе расчета элеваторного ввода с учетом естественного перепада напора, составляет 1100 мм.

Т а б л и ц а 3.39. Расчет

Номер участка (стояка)	$Q$ , Вт	$l$ , м	$d$ , мм	$\frac{\lambda}{d}$ , м <sup>-1</sup>	$\frac{\lambda}{d} l$	$\Sigma \zeta_{\text{вм}}$	$\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta_{\text{вм}}$
Ст. 1	15 780		20				
1—2	15 780	13	32	1,0	13	4,1	17,1
Ст. 2	14 930		20				
2—3	30 710	10,5	40	0,8	8,3	3,5	11,8
Ст. 3	14 950		20				
3—4	45 660	11	40	0,8	8,8	1,5	10,3
Ст. 4	8885		15				
4—5	54 545	5,1	40	0,8	4,08	1,5	5,58
Ст. 5	13 795		20				
5—5	68 340	3	50	0,55	1,65	6,5	8,15

Ориентировочное значение потери напора в стояках принимаем равным 85% располагаемого напора:

$$H_{\text{ст оп}} = 0,85 \cdot 1100 = 935 \text{ мм}$$

В бланк (табл. 3.39) заносим исходные данные: номер участка (стояка), тепловую нагрузку  $Q$ , длину участка  $l$ .

Вычисляем характеристики сопротивления стояков, принимая их диаметры равными 20 мм. Подсчет производим в бланках (табл. 3.40) путем суммирования

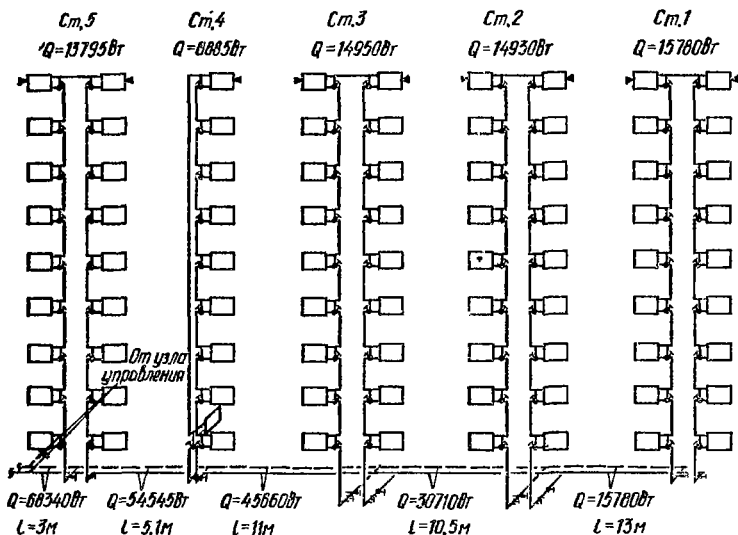


Рис. 3.12. Ветвь системы отопления (к примеру 2).

характеристик сопротивления узлов, междуэтажных вставок, концевых участков и прочих местных сопротивлений (см. табл. 3.28—3.36). Результаты расчетов заносим в графу «Предварительно».

Отклонение перепада температур теплоносителя в стояках, как правило, не должно превышать 15%  $\Delta t_p$ , т. е.  $35 \cdot \frac{15}{100} = 5,25^\circ \text{С}$ . Таким образом, пере-

ветви I—C

$A \cdot 10^4$ , мм/(кг/ч) <sup>2</sup>	$S \cdot 10^4$ , мм/(кг/ч) <sup>2</sup>	$H_p$ , мм	$G_p$ , кг/ч	$\Delta t_p$ , °С	$k_{I-C}$	$G_d$ , кг/ч	$\Delta t_d$ , °С
0,04	75,28	870	340	40	1,025	348	39
	75,28	8	340	37,6		350	36,7
0,0235		878	341,5			353	36,5
	75,28	13	681,5	37,4		197	38,7
0,0235		891	344			366	32,4
	247,09	25	1025,5	39,7			
0,0235		916	192,5				
	73,34	19	1218	33,2			
0,0084		935	357				
		17	1575				
	$\Sigma H = 952$						

Таблица 3.40. Расчет стояков

Обозначение узла	Предварительно					Окончательно				
	$d$ , мм	$l$ , м	$S \cdot 10^4$ , мм/(кг·ч) <sup>2</sup>	$n$	$\Sigma S \cdot 10^4$	$d$ , мм	$l$ , м	$S \cdot 10^4$ , мм/(кг·ч) <sup>2</sup>	$n$	$\Sigma S \cdot 10^4$
<b>Стояки 1, 2, 3</b>										
М140-АО-2	20		2,22	16	35,52					
М140-АО-4	20		1,71	2	3,42					
ПЗ	20		6,7	1	6,7					
ОЗ	20		2,2	1	2,2					
Вставка	20	2	1,58	16	25,28					
Труба	20	3,7	0,585	1	2,16					
$S = 75,28 \cdot 10^{-4}$										
<b>Стояк 4</b>										
М140-АО-2	20		2,22	8	17,76	15		9,88	8	79,04
М140-АО-4	20		1,71	1	1,71	15		7,38	1	7,38
ПЗ	20		6,7	1	6,7	20		6,7	1	6,7
ОЗ	20		2,2	1	2,2	15		15	1	15
Вставка	20	2	1,58	8	12,64	15	2	7,88	8	63,04
Труба	20	22,8	0,585	1	13,34	15	22,8	2,92	1	66,58
Отвод 90°	20		0,325	2	0,65	15		1,62	2	2,4
Р6	20		1,29	1	1,29	15		6,95	1	6,95
$S = 56,29 \cdot 10^{-4}$					$S = 247,09 \cdot 10^{-4}$					
<b>Стояк 5</b>										
М140-АО-2	20		2,22	16	35,52					
М140-АО-4	20		1,71	2	3,42					
ПЗ	20		6,7	1	6,7					
ОЗ	20		2,2	1	2,2					
Вставка	20	2	1,58	16	25,28					
Труба	20	0,38	0,585	1	0,22					
$S = 73,34 \cdot 10^{-4}$										

пады температур воды в стояках должны находиться в пределах  $40^\circ \text{C} \geq \Delta t_{pi} \geq 30^\circ \text{C}$ .

Анализируя тепловые нагрузки стояков и количество нагревательных приборов, установленных на них, приходим к выводу, что стояк 1 является наиболее удаленным (и одновременно наиболее нагруженным). Принимаем для него максимально возможный перепад температуры теплоносителя и находим расход воды через стояк:

$$G_{p1} = 0,86 \frac{15780}{40} = 340 \text{ кг/ч.}$$

Зная характеристику сопротивления стояка 1 (см. табл. 3.40) и расход теплоносителя через него, находим расчетную потерю напора в нем.

Заносим в бланк (табл. 3.39) результаты расчета данного стояка ( $S_{p1}$ ,  $H_{p1}$ ,  $G_{p1}$ ,  $\Delta t_{p1}$ ).

Переходим к расчету участка 1—2 магистрали между стояками 1 и 2. Принимаем его диаметр равным 32 мм. Вычисляем для него приведенный коэффициент сопротивления и потерю напора в нем по формулам (3.47) и (3.48):

$$H_{1-2} = 17,1 \cdot 0,04 \cdot 10^{-4} \cdot 340^2 = 8 \text{ мм.}$$

Расчет ведем в бланке (табл. 3.39).

Вычисляем значение располагаемого напора для стояка 2:

$$H_{\text{ст.расп}2} = H_{p1} + H_{1-2} = 870 + 8 = 878 \text{ мм.}$$

Зная характеристику сопротивления стояка 2 при диаметре 20 мм и приняв располагаемый напор для него за расчетную потерю напора, определяем для этого стояка расход воды:

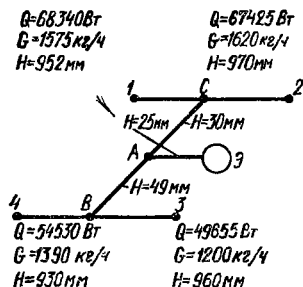
$$G_{p2} = \sqrt{\frac{878}{75,28 \cdot 10^{-4}}} = 342 \text{ кг/ч.}$$

Определяем расчетный перепад температур в стояке 2:

$$\Delta t_{p2} = 0,86 \frac{14\,930}{342} = 37,6^\circ \text{ C.}$$

Расчетный перепад температур теплоносителя в стояке 2 находится в области допустимых значений температурных перепадов, поэтому изменять диаметры элементов стояка не требуется.

Рис. 3.13. Расчетная схема системы отопления (к примеру 2).



Переходим к расчету магистрального участка 2—3 между стояками 2 и 3 (рис. 3.13). Расход теплоносителя на этом участке

$$G_{2-3} = G_{1-2} + G_{p2} = 340 + 342 = 682 \text{ кг/ч.}$$

Принимаем диаметр участка 40 мм.

Определяем и заносим в табл. 3.39 значение приведенного коэффициента сопротивления участка 2—3:

$$\left( \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta_{\text{лм}} \right)_{2-3} = 11,8.$$

Располагаемый напор для стояка 3

$$H_{\text{ст.расп}3} = H_{p2} + H_{2-3} = 878 + 13 = 891 \text{ мм.}$$

Определяем расход воды и расчетный перепад температур в стояке 3:

$$G_{p3} = \sqrt{\frac{891}{75,28 \cdot 10^{-4}}} = 344 \text{ кг/ч;}$$

$$\Delta t_{p3} = 0,86 \frac{14\,950}{344} = 37,4^\circ \text{ C.}$$

Аналогично рассчитываем участок магистрали 3—4, стояк 4, участок 4—5 и участок 5—С.

Если расчетный перепад температур воды в стояках превышает допустимые значения, следует изменить диаметры элементов стояка (концевых участков, узлов, междуэтажных вставок), найти новые значения характеристики сопротивления, расхода теплоносителя и перепада температур в стояке.

Аналогично выполняем расчет остальных ветвей системы (см. рис. 3.13).

Рассчитав все ветви системы отопления, приступаем к увязке потерь напора и определению фактических расходов теплоносителя в ветвях. Увязку потерь напора в ветвях системы отопления ведем с использованием бланка (табл. 3.41).

Определяем сопротивление каждой ветви и общих участков.



Таблица 3.41. Узвка ветвей системы отопления

Номер участка	Q, Вт	G <sub>p</sub> , кг/ч	H, мм	k <sub>1</sub>	G <sub>1</sub> , кг/ч	H <sub>1</sub> , мм	k <sub>2</sub>	G <sub>2</sub> , кг/ч	k <sub>доп</sub>	k <sub>доп</sub> <sup>2</sup>	G <sub>фр</sub> , кг/ч	H <sub>фр</sub> , мм
1—C	68 340	1575	952	1	1575	952	1	1575	1,025	1,05	1614	
2—C	67 425	1620	970	0,991	1605	952	1	1605	1,025	1,05	1645	
A—C			30	0,99	3180	29,7			1,025	1,05		
4—B	54 530	1390	930	1	1390	930	1,002	1392	1,025	1,05	1428	
3—B	49 655	1200	960	0,984	1181	930	1,002	1183	1,025	1,05	1210	
A—B			49	0,986	2571	48,3			1,025	1,05		
A—Э			25						1,025	1,05		26,3
	239 950							5755			5898	1057

Производим попарную узвку ветвей с определением первых узвочных коэффициентов  $k_1$  и расходов воды в ветвях  $G_1$ , соответствующих равенству сопротивлений узвываемых ветвей. Из двух попарно узвываемых ветвей одну (с сопротивлением  $H_1$  и расходом  $G_p^1$ ) принимаем за основную и для нее  $k_1 = 1$ . Для другой из двух попарно узвываемых ветвей с сопротивлением  $H_{II}$

$$k_1 = \sqrt{H_1/H_{II}}$$

и

$$G_1^I = k_1 G_p^I.$$

В примере

$$k_1^{1-C} = 1; k_1^{2-C} = \sqrt{\frac{H_{1-C}}{H_{2-C}}} = \sqrt{\frac{952}{970}} = 0,991;$$

$$G_1^{1-C} = 1 \cdot 1575 \text{ кг/ч};$$

$$G_1^{2-C} = 0,991 \cdot 1620 = 1605 \text{ кг/ч};$$

$$k_1^{4-B} = 1; k_1^{3-B} = \sqrt{\frac{930}{960}} = 0,984;$$

$$G_1^{3-B} = 1 \cdot 1390 = 1390 \text{ кг/ч};$$

$$G_1^{4-B} = 0,984 \cdot 1200 = 1181 \text{ кг/ч}.$$

Производим узвку полусистем.

Общие расходы по полусистемам:

$$G_1^{A-C} = G_1^{1-C} + G_1^{2-C} = 1575 + 1605 = 3180 \text{ кг/ч};$$

$$G_1^{A-B} = G_1^{4-B} + G_1^{3-B} = 1390 + 1181 = 2571 \text{ кг/ч}.$$

Расчетные расходы:

$$G_p^{A-C} = 1575 + 1620 = 3195 \text{ кг/ч};$$

$$G_p^{A-B} = 1390 + 1200 = 2590 \text{ кг/ч}.$$

Сопротивления общих участков:

$$H_p^{A-C} = 30 \cdot \left(\frac{3180}{3195}\right)^2 = 29,7 \text{ мм};$$

$$H_p^{A-B} = 49 \left(\frac{2571}{2590}\right)^2 = 48,3 \text{ мм}.$$

Сопrotивления полусистем:

$$H_1^{A-C-I} = 952 + 29,7 = 981,7 \text{ мм};$$

$$H_1^{A-B-A} = 930 + 48,3 = 978,3 \text{ мм}.$$

Производим увязку системы в целом с определением второго увязочного коэффициента  $k_2$ :

$$\bar{k}_2^{A-C-I} = 1,$$

$$k_2^{A-B-I} = \sqrt[3]{981,7/978,3} = 1,002.$$

Определяем скорректированные расходы воды:

$$G_2^{1-C} = 1 \cdot 1575 = 1575 \text{ кг/ч};$$

$$G_2^{2-C} = 1 \cdot 1605 = 1605 \text{ кг/ч};$$

$$G_2^{A-B} = 1,002 \cdot 1390 = 1392 \text{ кг/ч};$$

$$G_2^{3-B} = 1,002 \cdot 1181 = 1183 \text{ кг/ч}.$$

Суммарный расход

$$G_2 = 1575 + 1605 + 1392 + 1183 = 5755 \text{ кг/ч}.$$

Определяем требуемый расход по зданию:

$$G_{\text{тр}} = 3,6 \frac{Q_{\text{т.п}}^{\text{зд}}}{c(t_{\text{г}} - t_{\text{о}})} = 3,6 \frac{239\,950}{4,19(105 - 70)} = 5898 \text{ кг/ч}.$$

Дополнительный корректирующий коэффициент

$$k_{\text{доп}} = G_{\text{тр}}/G_2 = 5898/5755 = 1,025;$$

$$k_{\text{оп}}^2 = 1,05.$$

Фактическое сопротивление участка  $A - Э$

$$H_{\text{ф}}^{A-Э} = k_{\text{доп}}^2 H_{\text{р}}^{A-Э} = 1,05 \cdot 25 = 26,3 \text{ мм}.$$

Фактическое сопротивление системы отопления

$$H_{\text{ф}}^{\text{сист}} = 1,025^2 \cdot 981,7 + 26,3 = 1057 \text{ мм}.$$

Фактические расходы теплоносителя по ветвям:

$$G_{\text{ф}}^{1-C} = 1,025 \cdot 1575 = 1614 \text{ кг/ч};$$

$$G_{\text{ф}}^{2-C} = 1,025 \cdot 1605 = 1645 \text{ кг/ч};$$

$$G_{\text{ф}}^{A-B} = 1,025 \cdot 1392 = 1428 \text{ кг/ч};$$

$$G_{\text{ф}}^{3-B} = 1,025 \cdot 1183 = 1210 \text{ кг/ч}.$$

Проверка:

$$G_{\text{тр}} = 1615 + 1645 + 1428 + 1210 = 5898 \text{ кг/ч}.$$

Определяем действительные перепады температур воды в стояках по формуле

$$\Delta t_{\text{д}} = 0,86 \frac{Q_{\text{ст}}}{G_{\text{д}}}$$

и заносим их в бланк (табл. 3.39).

После этого можно переходить к расчету площади поверхности нагревательных приборов.

### 3.4. РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Применение воздушного отопления вместо водяного должно быть обосновано. Целесообразность устройства его устанавливается с учетом табл. 3.2

Системы воздушного отопления могут быть чисто рециркуляционными (без подачи наружного воздуха), частично рециркуляционными (с подачей смеси наружного и рециркуляционного воздуха) и прямоточными (работающими только на наружном воздухе). Воздушное отопление, как правило, нужно совмещать с кондиционированием воздуха и приточной вентиляцией.

Системы воздушного отопления проектируют отдельными для каждой группы помещений, выделенных противопожарными стенами.

Для этого вида отопления предусматривается не менее двух систем или проектируется одна система с резервным вентилятором, если не предусмотрена система дежурного отопления для нерабочего времени. Если предусматривается несколько систем, то производительность их проектируют такой, чтобы при выходе из строя одной из них оставшиеся обеспечивали в помещении требуемую температуру, но не ниже  $5^{\circ}\text{C}$ , при расчетной температуре наружного воздуха.

Температуру и скорость выпуска воздуха из воздухораспределителей определяют расчетом, с тем чтобы в рабочей зоне были обеспечены нормируемые параметры внутреннего воздуха. Если воздухораспределитель размещен в рабочей зоне, то температуру воздуха на выходе из него принимают не более  $45^{\circ}\text{C}$ .

Для зданий, расположенных в местностях с расчетной температурой воздуха в холодный период  $-15^{\circ}\text{C}$  и ниже (параметры Б), подогретый воздух в обязательном порядке подают под окнами, если под ними не установлены нагревательные приборы систем водяного, парового или электрического отопления и постоянные рабочие места расположены на расстоянии до 2 м от окон.

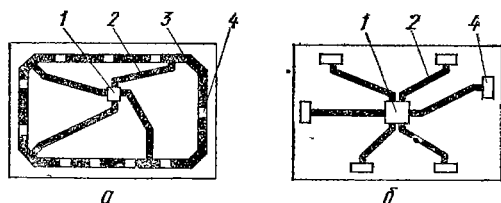


Рис. 3.14. Периметрально-кольцевая (а) и периметрально-радиальная (б) системы воздушного отопления:

1 — воздухонагреватель; 2 — воздухонагревательные радиальные каналы; 3 — периметрально-кольцевой воздухопровод; 4 — устройство для подачи воздуха.

При подаче нагретого воздуха по периметру помещения могут быть использованы периметрально-кольцевая или периметрально-радиальная системы воздушного отопления (рис. 3.14). Способы упрощенного проектирования [38] позволяют рассчитывать системы мощностью до 30 000 Вт при подаче воздуха снизу вверх вдоль наружного ограждения.

При совмещении систем воздушного отопления с системами вентиляции и кондиционирования воздуха размещение и типы воздухораспределителей принимают по условиям вентиляции либо кондиционирования и проверяют воздухораспределение на режим отопления.

Минимальный расход воздуха для системы воздушного отопления определяется по формуле

$$G_0 = 3,6 \frac{Q_{т.п}^{зд}}{c(t_r - t_{в})}, \quad (3.85)$$

где  $Q_{т.п}^{зд}$  — теплопотери помещения, Вт;  $c$  — удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг · К);  $t_r$  и  $t_{в}$  — температура нагретого воздуха и внутренняя отопляемого помещения,  $^{\circ}\text{C}$ .

Если система воздушного отопления чисто рециркуляционная (когда это допускается санитарными нормами и условиями взрыво- и пожаробезопасно-

сти) или прямоточная, расход воздуха, определенный по формуле (3.85), принимают за расчетный.

Для систем воздушного отопления, совмещенных с системами вентиляции или кондиционирования воздуха, расход воздуха определяют следующим образом.

Если расход воздуха, определенный по формуле (3.85), больше расхода воздуха, необходимого для вентиляции ( $G_o > G_B$ ), за расчетный принимают расход воздуха на отопление и наоборот. При этом в случае, когда  $G_B > G_o$ , температуру подаваемого воздуха определяют по формуле

$$t'_r = t_B + 3,6 \frac{Q_{т.п}^{зд}}{cG_B}. \quad (3.86)$$

В первом из этих двух случаев (когда  $G_o > G_B$ ) для экономии тепла можно применять рециркуляцию воздуха, если это не противоречит санитарным нормам и требованиям взрыво- и пожаробезопасности.

Расход тепла для систем воздушного отопления определяется по следующим формулам:

для прямоточной системы

$$Q_{т.п}^{зд} = \frac{cG_B (t_r - t_n)}{3,6}; \quad (3.87)$$

для рециркуляционной системы

$$Q_{т.п}^{зд} = \frac{cG_o (t_r - t_B)}{3,6}; \quad (3.88)$$

для системы с частичной рециркуляцией

$$Q_{т.п}^{зд} = \frac{c [G_o (t_r - t_n) + G_B (t_B - t_n)]}{3,6}, \quad (3.89)$$

где  $t_n$  — температура наружного воздуха, °С.

Расход тепла, вычисленный по формулам (3.87) и (3.89), включает и расход тепла на вентиляцию.

Системы воздушного отопления рассчитывают в следующем порядке, используя такие исходные данные: теплопотери помещения  $Q_{т.п}^{зд}$ , Вт; внутреннюю температуру помещения  $t_B$ , °С; расход воздуха для системы вентиляции  $G_B$ , кг/ч; указания о возможности применения рециркуляции и количестве наружного воздуха  $G_B$ , кг/ч, которое при этом надо подавать в помещение.

Задаются температурой нагретого воздуха  $t_r$ , исходя из расположения приточных устройств.

Определяют минимальный расход воздуха для системы воздушного отопления по формуле (3.85).

Сравнивают расход воздуха, определенный по формуле (3.85) с расходом воздуха, необходимого для вентиляции, и за расчетный принимают наибольший из них.

Пересчитывают (при необходимости) температуру приточного воздуха по формуле (3.86).

Размещают в помещении приточные устройства и производят расчет воздухообмена по методам, приведенным в гл. 4.

Если параметры воздуха в рабочей зоне находятся в допустимых пределах, расчет заканчивают. В противном случае изменяют размещение либо тип приточных устройств, а если и это не помогает, изменяют температуру и соответственно расход нагретого воздуха и заново производят расчет.

По формулам (3.87)—(3.89) определяют расход тепла на воздушное отопление.

## 4. ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

### 4.1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Вентиляция и кондиционирование воздуха предусматриваются для создания и обеспечения установленных нормами параметров воздушной среды в помещениях зданий и сооружений. Основными параметрами являются температура, влажность, подвижность и запыленность воздуха на рабочем месте или в обслуживаемой зоне.

Обслуживаемой зоной в помещениях жилых и общественных зданий считается пространство высотой до 2 м над уровнем пола, а в помещениях, где люди находятся главным образом в сидячем положении (залы театров, аудитории и т. д.), — высотой до 1,5 м над уровнем пола.

При проектировании систем вентиляции и кондиционирования необходимо обеспечивать нормируемые параметры воздушной среды с помощью наиболее дешевых и простых способов. По этому признаку способы создания и поддержания нормируемых параметров можно расположить в такой последовательности: естественная вентиляция; смешанная (естественная и механическая) вентиляция; механическая вентиляция; механическая вентиляция с испарительным охлаждением; кондиционирование воздуха.

Таблица 4.1. Метеорологические условия в обслуживаемой зоне помещений жилых и общественных зданий

Период года	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
<b>Оптимальные условия</b>			
Холодный и переходный (температура наружного воздуха ниже 10° С)	20—22	45—30	0,1—0,15
Теплый (температура наружного воздуха 10° С и выше)	20—25	60—30	≤0,25
<b>Допустимые условия</b>			
Холодный и переходный (температура наружного воздуха ниже 10° С)	18—22	≤65	≤0,3
Теплый (температура наружного воздуха 10° С и выше)	Не более чем на 3° С выше расчетной температуры наружного воздуха (расчетные параметры А)	≤65	≤0,5

Примечания. 1 В помещениях общественных зданий с кратковременным пребыванием людей в уличной одежде в холодный период года допускается принимать температуру воздуха 16° С. 2. В помещениях общественных зданий, проектируемых для IV климатического района, в которых предусматривается установка потолочных вентиляторов, необходимо принимать следующие скорости движения воздуха в теплый период года: при температуре воздуха 26° С — не более 0,3, при 28° С — не более 0,7, при 30° С и выше — не более 1 м/с.

Нормируемые метеорологические условия в обслуживаемой зоне жилых и общественных зданий (табл. 4.1) принимаются согласно СНиП II-33-75. Одновременно необходимо учитывать также требования, изложенные в главах СНиП по проектированию соответствующих зданий. Оптимальные метео.

рологические условия воздушной среды принимаются при наличии в нормативных документах соответствующих требований, а также там, где их обеспечение не вызывает больших затрат (например, климатические районы I и II). При проектировании систем кондиционирования оптимальные параметры воздушной среды принимаются во всех случаях, когда в нормативных документах не установлены требуемые параметры внутреннего воздуха.

Приведенные в табл. 4.1 оптимальные условия установлены для одетых людей при пребывании их в помещении более 2 ч. При меньшей продолжительности пребывания людей необходимо для теплого периода года повышать температуру в помещении по сравнению с указанной в табл. 4.1 на  $0,4^{\circ}\text{C}$  на каждый градус расчетной температуры наружного воздуха сверх  $30^{\circ}\text{C}$ .

Точность поддержания оптимальных метеорологических условий при отсутствии специальных требований принимается (в точках установки датчиков)  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  по температуре и  $\pm 7\%$  по относительной влажности воздуха. Точность поддержания оптимальной температуры воздуха при применении местных кондиционеров-доводчиков или смесителей с индивидуальными регуляторами температуры прямого действия допускается принимать  $\pm 2^{\circ}\text{C}$  в точках установки датчиков.

Параметры наружного воздуха принимаются по табл. 1.5 в зависимости от вида и назначения систем вентиляции и кондиционирования: параметры А круглогодично — при проектировании систем общеобменной вентиляции, в том числе вентиляции с испарительным (адиабатическим) охлаждением воздуха; параметры А для теплого и Б для холодного периодов — при компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами; параметры Б круглогодично — при проектировании кондиционирования воздуха; параметры Б в холодный период — при проектировании воздушно-тепловых завес; параметры В круглогодично — только при соответствующем обосновании.

В жилых зданиях (СНиП II-Л.-71\*), как правило, устраивают естественную вентиляцию — организованную вытяжку в каждой квартире из кухонь, ванных комнат, туалетов (уборных) или совмещенных санузлов и неорганизованный приток в каждое помещение через окна, форточки, балконные двери, щели в оконных переплетах. Исключение составляют жилые комнаты, не смежные с санитарными узлами и кухнями, в квартирах без сквозного или углового проветривания, состоящих из 4 комнат и более. В этих случаях естественную вытяжку устраивают непосредственно из таких комнат.

На входе в вытяжной канал, присоединенный к сборному каналу, устанавливают решетку, допускающую монтажную регулировку. Вертикальные вытяжные каналы устраивают в несущих стенах. В крупнопанельных или крупноблочных зданиях используют специальные вентиляционные блоки. Для уменьшения площади стен, занятых каналами, и сечения вентиляционных блоков вентиляционные каналы из кухонь и санузлов, расположенных на различных этажах, объединяют в сборный вертикальный канал, присоединяя местные каналы к сборному не ближе, чем через этаж. Для одной квартиры вытяжные каналы из кухни и ванной комнаты без унитаза, а также из уборной и ванной или душевой допускается выполнять общими. Вытяжные вентиляционные каналы из помещений объединяют на чердаке сборным горизонтальным каналом.

В зданиях без теплых чердаков в кухнях квартир, расположенных не менее чем на двух верхних этажах и не оборудованных газовыми водонагревателями, предусматривают индивидуальные вентиляторы, устанавливаемые в обособленные каналы.

Теплые чердаки [22] рекомендуется предусматривать для зданий высотой 9 этажей и более.

Крыша с теплым чердаком (рис. 4.1) состоит из покрытия, паружных стен и чердачного перекрытия. Покрытие выполняют обычно с утеплением, перекрытие — без него. Толщину и материал наружных стен чердака, как правило, принимают такими же, как и наружных стен здания. В них не должно быть сквозных отверстий, а допускаются лишь небольшие световые проемы, заполненные стеклоблоками. Вход на чердак предусматривают, как правило,

из лестничной клетки через дверь с герметизирующими прокладками. Для улучшения воздухообмена чердачное пространство выполняют в виде единого объема в пределах секции дома. В нем не должно быть сплошных конструкций, разделяющих помещение.

Высота прохода вдоль теплого чердака должна быть не менее 1,6 м, отдельных участков (под лотком, прогоном и т. д.) — не менее 1,2 м.

В зданиях с теплым чердаком для обеспечения вентиляции помещений нужно применять только вентиляционные блоки со сборными магистральными каналами на высоту здания и перепускными каналами на высоту этажа. Размеры блоков должны быть такими, чтобы максимальный расход воздуха на одном

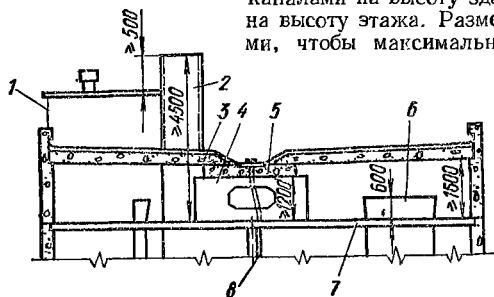


Рис. 4.1. Схема крыши с теплым чердаком:

- 1 — машинное отделение лифта; 2 — вытяжная вентиляционная шахта; 3 — панель покрытия; 4 — опорная панель; 5 — панель покрытия лотка; 6 — оголовок вентиляционного блока; 7 — панель чердачного перекрытия; 8 — водосточный стояк.

этаже превышал минимальный расход на другом не более чем в 1,3 раза.

Для выпуска воздуха в теплый чердак на вентиляционных блоках устанавливают оголовки, выполняющие роль диффузора.

Вытяжные трубы канализации и мусоропровода, каналы из технического подполья, из встроенных помещений с выделением вредных веществ, а также из помещений, оборудованных механической вентиляцией, выводятся выше крыши.

Вытяжную шахту выполняют на каждую секцию дома в виде сборного короба прямоугольной или круглой формы. Стенки шахты делают из плотного бетона минимальной толщиной 60 мм или с металлическим каркасом, обшитым листами асбестоцемента. Каркасная стенка должна иметь двойную обшивку и

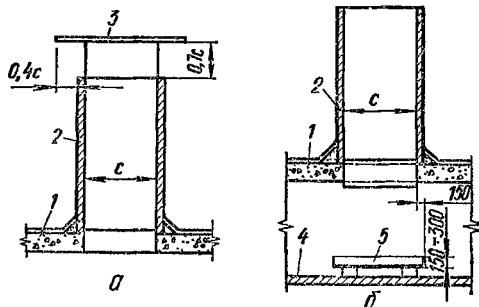


Рис. 4.2. Схема устройства вытяжной шахты из теплого чердака:

- а — с защитным зонтом; б — с поддоном; 1 — панель покрытия; 2 — стена шахты; 3 — защитный зонтик; 4 — панель чердачного перекрытия; 5 — водосборный поддон.

теплоизоляционный материал внутри. Для защиты от попадания атмосферных осадков шахту выполняют с защитным зонтом или без зонтика с водосборным поддоном из металлического листа (рис. 4.2). Размеры поддона в плане должны быть на 150 мм больше размеров шахты; глубина его — 150—300 мм.

Площадь отверстия вытяжной шахты рассчитывают из условия обеспечения скорости 0,5—1 м/с при расходе воздуха, увеличенном на 30% по сравнению с нормативным объемом воздуха, удаляемого из жилых помещений. При этом общее аэродинамическое сопротивление участка, включающего вытяжную шахту и чердачное помещение до дальнего вентиляционного блока, не должно превышать 1 Па. Отношение сторон шахты в плане (большой к меньшей) принимают: для отдельно стоящей шахты — не более 1,5, для пристроенной — не более 2.

Высоту шахты определяют расчетом, но она не должна быть менее 4,5 м от уровня чердачного перекрытия. Над выступающими частями здания она должна выступать на 0,5 м.

Лестничные клетки без естественного освещения проветриваются через вытяжные каналы и шахты, а закрытые лестничные клетки с естественным освещением — через вентиляционные шахты, открывающиеся окна, фрамуги или форточки.

При децентрализованной подаче наружного воздуха в помещениях жилых зданий через регулируемые приточные устройства, размещаемые в наружной ограждающей конструкции, устраивают горизонтальные щели высотой 15—30 мм в верхней части оконной коробки либо над ней [24]. При этом естественная вытяжная вентиляция осуществляется через регулируемые вытяжные устройства, расположенные на кухне, в ванной и санузле. Объем притока и вытяжки регулирует потребитель.

Конструктивные решения систем вентиляции и кондиционирования воздуха, интенсивность воздухообмена, величины выделения тепла, влаги и вредных веществ для общественных зданий принимают по указаниям соответствующих глав СНиП.

## 4.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

### 4.2.1. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Необходимость устройства систем вентиляции в жилых и общественных зданиях обусловлена выделением тепла, влаги и вредных газов.

Теплопоступления от солнечной радиации, людей и оборудования определяются на основании данных, приведенных в гл. 2.

Количество влаги, кг/ч, испаряющейся с поверхности кипящей воды, определяется по формуле

$$G_w = Q\eta/62\,600, \quad (4.1)$$

где  $Q$  — тепловая мощность нагревателя, Вт;  $\eta$  — коэффициент полезного действия, % (для погружных кипятильников  $\eta = 100\%$ ).

При отсутствии необходимых данных количество влаги, испаряющейся с 1 м<sup>2</sup> поверхности кипящей воды, можно принимать равным 40 кг/(м<sup>2</sup> · ч).

Количество влаги, испаряющейся со смоченной поверхности, определяется выражением

$$G_w = 12,9 (v + 1,82) \cdot \frac{p_2 - p_1}{p_{\text{бар}}} F, \quad (4.2)$$

где  $v$  — скорость воздуха, обдувающего смоченную поверхность, м/с;  $p_1$  и  $p_2$  — упругость водяного пара соответственно в воздухе помещения и насыщенного при температуре, равной температуре мокрого термометра, гПа;  $p_{\text{бар}}$  — барометрическое давление воздуха, гПа;  $F$  — площадь смоченной поверхности, м<sup>2</sup>.

Выделение углекислого газа составляет, мг/(ч · чел.): взрослыми в состоянии покоя (в театрах, клубах, залах заседаний и т. п.) —  $3,7 \cdot 10^4$ , при работе в учреждениях, вузах и т. п. —  $4,2 \cdot 10^4$ , при легкой работе и работе средней тяжести —  $4,8 \cdot 10^4$ , при тяжелой физической работе —  $8,2 \cdot 10^4$ , детьми в возрасте до 12 лет —  $2,2 \cdot 10^4$ .

Требуемый объем свежего воздуха, м<sup>3</sup>/ч, для помещений, в которых производится зарядка аккумуляторных батарей, в расчете на одну батарею находится по формуле

$$L = 0,07 I_{\text{зар}} n, \quad (4.3)$$

где  $I_{\text{зар}}$  — сила максимального зарядного тока, А;  $n$  — число элементов аккумуляторной батареи.



Количество вентиляционного воздуха, м<sup>3</sup>/ч, подаваемого в помещение, принимается равным наибольшей из величин, вычисляемых отдельно для каждого из трех периодов года (теплого, переходного и холодного) по следующей формулам.

при расчете по избыткам явного тепла

$$L_1 = \frac{3,6Q_{я} - \rho_{0,3} L_{0,3} c_B (t_{0,3} - t_{yx})}{\rho_n c_B (t_{yx} - t_n)} ; \quad (4.4)$$

при расчете по избыткам влаги

$$L_2 = \frac{10^3 W - \rho_{0,3} L_{0,3} [(1000 - d_{0,3}) d_{0,3} - (1000 - d_{yx}) d_{yx}]}{\rho_n [(1000 - d_{yx}) d_{yx} - (1000 - d_n) d_n]} ; \quad (4.5)$$

при расчете по избыткам полного тепла

$$L_3 = \frac{3600Q_{п} - \rho_{0,3} L_{0,3} [(1000 - d_{0,3}) I_{0,3} - (1000 - d_{yx}) I_{yx}]}{\rho_n [(1000 - d_{yx}) I_{yx} - (1000 - d_n) I_n]} ; \quad (4.6)$$

при расчете по количеству выделяющихся вредных веществ (газовыделения)

$$L_4 = L_{0,3} + \frac{Z - L_{0,3} (Z_{0,3} - Z_n)}{Z_{yx} - Z_n} . \quad (4.7)$$

В формулах (4.4) — (4.7)  $Q_{я}$ ,  $Q_{п}$  — избытки соответственно явного и полного тепла в помещении, Вт;  $L_{0,3}$  — количество воздуха, м<sup>3</sup>/ч, удаляемого из обслуживаемой (рабочей) зоны местными отсосами, общеобменной вентиляцией, на технологические и другие нужды;  $c_B$  — теплоемкость воздуха, кДж/(кг · К);  $t_{0,3}$  — температура воздуха, °С, удаляемого из рабочей или обслуживаемой зоны помещения местными отсосами, общеобменной вентиляцией, на технологические и другие нужды;  $t_{yx}$  — температура воздуха, °С, удаляемого из помещения за пределами рабочей или обслуживаемой зоны;  $t_n$  — температура воздуха, °С, подаваемого в помещение;  $W$  — избытки влаги в помещении, кг/ч;  $d_{0,3}$  — влагосодержание воздуха, г/кг, удаляемого из рабочей или обслуживаемой зоны помещения местными отсосами, общеобменной вентиляцией, на технологические и другие нужды;  $d_{yx}$  — влагосодержание воздуха, г/кг, удаляемого из помещения за пределами рабочей или обслуживаемой зоны;  $d_n$  — влагосодержание воздуха, г/кг, подаваемого в помещение;  $I_{0,3}$  — энтальпия воздуха, кДж/кг, удаляемого из рабочей или обслуживаемой зоны помещения местными отсосами, общеобменной вентиляцией, на технологические и другие нужды;  $I_{yx}$  — энтальпия воздуха, кДж/кг, удаляемого из помещения за пределами рабочей или обслуживаемой зоны;  $I_n$  — энтальпия воздуха, кДж/кг, подаваемого в помещение;  $Z$  — количество вредных веществ, мг/ч, поступающих в воздух помещения,  $Z_{0,3}$  — концентрация вредных веществ, мг/м<sup>3</sup>, в воздухе, удаляемом из рабочей или обслуживаемой зоны местными отсосами, общеобменной вентиляцией, на технологические и другие нужды;  $Z_{yx}$  — концентрация вредных веществ, мг/м<sup>3</sup>, в воздухе, удаляемом из помещения за пределами рабочей или обслуживаемой зоны;  $Z_n$  — концентрация вредных веществ, мг/м<sup>3</sup>, в воздухе, подаваемом в помещение;  $\rho_{0,3}$ ,  $\rho_{yx}$  и  $\rho_n$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>, при температуре соответственно  $t_{0,3}$ ,  $t_{yx}$  и  $t_n$ , определяемая по формуле

$$\rho_l = \frac{0,349}{273 + t} \rho_{бар} . \quad (4.8)$$

Формулы (4.4) — (4.6) можно упростить, если принять  $\rho_{0,3} = \rho_{yx} = \rho_n = 1,2$  кг/м<sup>3</sup> и иметь в виду, что  $d \ll 1000$ . Упрощенные приближенные формулы имеют следующий вид:

при расчете по избыткам явного тепла

$$L_1 = L_{0.3} + \frac{3,6Q_{\text{я}} - 1,2L_{0.3}c_{\text{в}}(t_{0.3} - t_{\text{п}})}{1,2c_{\text{в}}(t_{\text{yx}} - t_{\text{п}})}; \quad (4.9)$$

при расчете по избыткам влаги

$$L_2 = L_{0.3} + \frac{10^8 W - 1,2L_{0.3}(d_{0.3} - d_{\text{п}})}{1,2(d_{\text{yx}} - d_{\text{п}})}; \quad (4.10)$$

при расчете по избыткам полного тепла

$$L_3 = L_{0.3} + \frac{3,6Q_{\text{п}} - 1,2L_{0.3}(I_{0.3} - I_{\text{п}})}{1,2(I_{\text{yx}} - I_{\text{п}})}. \quad (4.11)$$

Параметры  $t_{0.3}$ ,  $d_{0.3}$  и  $I_{0.3}$  принимают равными нормативным параметрам воздуха в рабочей или обслуживаемой зоне, а  $Z_{0.3}$  — равной предельно допустимой концентрации данной вредности в рабочей или обслуживаемой зоне помещения.

При одновременном выделении в помещении нескольких вредных веществ одностороннего действия воздухообмен в нем определяют в соответствии с требованиями Санитарных норм проектирования промышленных предприятий.

Если заданы параметры, однозначно определяющие состояние воздуха в рабочей (обслуживаемой) зоне и воздуха, удаляемого из помещения, расчет по формулам (4.9) — (4.11) дает одно и то же значение  $L$ . Если заданы значения только одного параметра ( $t$  или  $d$ ) расход воздуха определяют по формуле, учитывающей изменение этого параметра, а значение другого параметра определяют по полученному значению  $L$  с помощью соответствующей формулы.

Параметры воздуха, удаляемого из помещения,  $t_{\text{yx}}$ ,  $d_{\text{yx}}$ ,  $I_{\text{yx}}$  и концентрацию вредных веществ в нем  $Z_{\text{yx}}$  определяют в зависимости от схемы организации воздухообмена в помещении (см. § 4.4).

При отсутствии местных отсосов формулы (4.9) — (4.11) имеют следующий вид:

$$G_{\text{тр}} = 3,6 \frac{Q_{\text{п}}}{I_{\text{yx}} - I_{\text{п}}}; \quad (4.12)$$

$$G_{\text{тр}} = \frac{W}{d_{\text{yx}} - d_{\text{п}}} 10^8; \quad (4.13)$$

$$G_{\text{тр}} = 3,6 \frac{Q_{\text{я}}}{c_{\text{в}}(t_{\text{yx}} - t_{\text{п}})}, \quad (4.14)$$

где  $G_{\text{тр}}$  — требуемый расход приточного (вентиляционного) воздуха, кг/ч,  $Q$  — теплоизбытки (со знаком «+») или теплопотери (со знаком «—») помещения, Вт;  $W$  — влагоизбытки (со знаком «+») или влагопоглощение (со знаком «—») в помещении, кг/ч.

Для помещений, кратность воздухообмена в которых задана соответствующими главами СНиП, количество вентиляционного воздуха определяется по формуле

$$L = V k_{\text{р}}, \quad (4.15)$$

где  $V$  — объем помещения, м<sup>3</sup>;  $k_{\text{р}}$  — нормативная кратность воздухообмена, ч<sup>-1</sup>.

Во всех случаях количество наружного воздуха, подаваемого в помещение системами вентиляции и кондиционирования, должно быть не менее приведенного в табл. 4.2.

Оборудование систем вентиляции и кондиционирования воздуха подбирают на расход воздуха, определенный по формулам (4.9) — (4.11), вводя повыша-

Т а б л и ц а 4.2 Минимальное количество воздуха, подаваемого в помещения системами вентиляции и кондиционирования (СНиП II-33-75)

Помещения или отдельные участки и зоны помещений	Объем помещения (участка, зоны), приходящийся на 1 чел., м <sup>3</sup>	Количество наружного воздуха на 1 чел., м <sup>3</sup> /ч, и кратность воздухообмена		Дополнительные требования
		при возможности естественного проветривания помещения	при невозможности естественного проветривания помещения	
Производственные	Менее 20 20 и более Любой	30	—	При системах, подающих только наружный воздух, и при системах, работающих с рециркуляцией, если последние обеспечивают воздухообмен кратностью 10 и более в час
		20 —	60, но не менее однократного обмена в помещении в час	
Общественные и другие	—	По требованиям соответствующих глав СНиП	60	Для зрительных залов театров, кинотеатров, клубов, дворцов культуры и других помещений, в которых люди находятся* до 3 ч, количество наружного воздуха следует принимать 20 м <sup>3</sup> /ч на 1 чел.
			60, но не менее 20% воздухообмена 75, но не менее 17,5% воздухообмена 90, но не менее 15% воздухообмена 105, но не менее 12,5% воздухообмена 120, но не менее 10% воздухообмена	

ющий коэффициент  $k_{тр}$ , который учитывает потери воздуха в сети воздухопроводов. Величину повышающего коэффициента принимают равной 1 — при размещении оборудования в обслуживаемом помещении, 1,1 — для систем с воздухопроводами из металла, пластмасс и асбестоцементных труб длиной до 50 м; 1,15 — для систем с воздухопроводами из других материалов, а также для систем с воздухопроводами из металла, пластмасс и асбестоцементных труб длиной более 50 м.

#### 4.2.2. $I-d$ -ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

При расчете систем вентиляции и кондиционирования параметры и расход влажного воздуха определяются графоаналитическим методом с использованием  $I-d$ -диаграммы (рис. 4.3).

Состояние влажного воздуха характеризуется совокупностью следующих параметров: температуры сухого термометра  $t$ , °С; температуры мокрого тер-

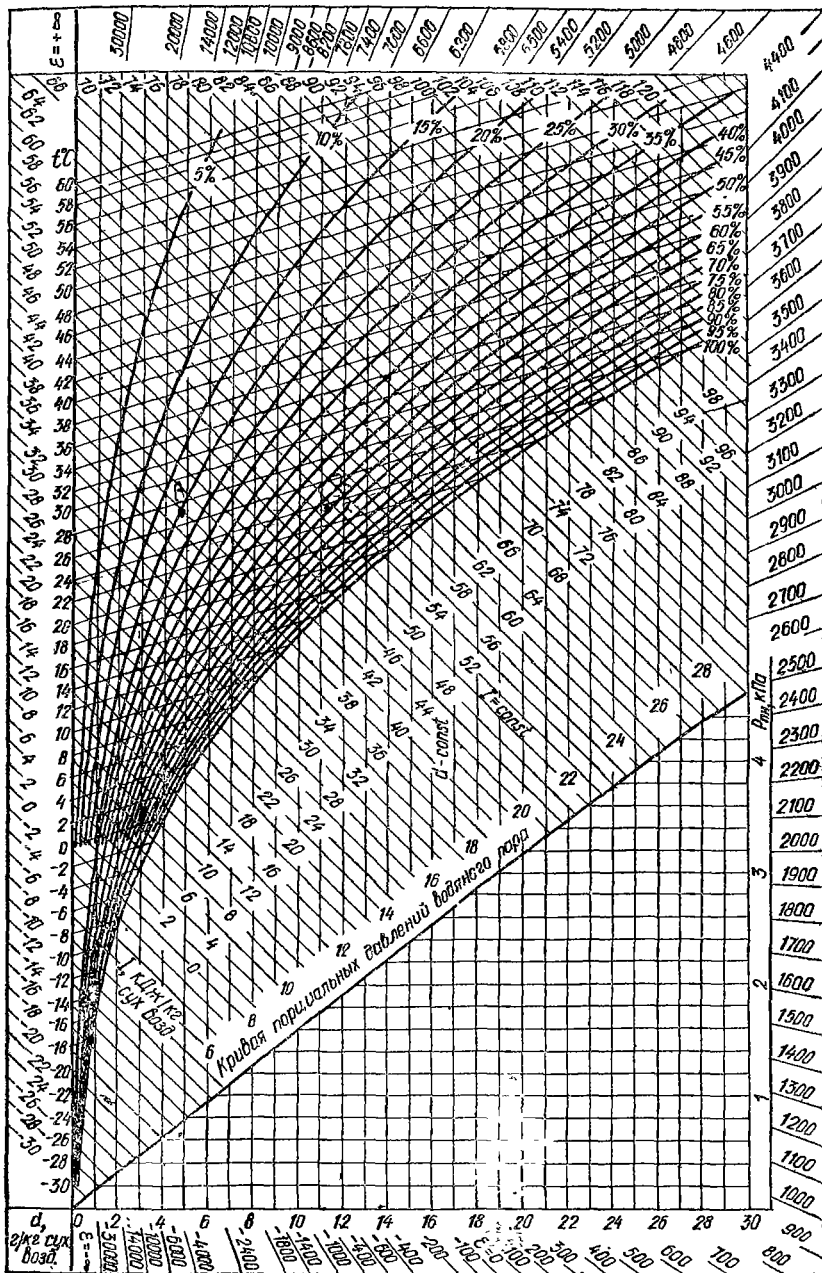


Рис. 4.3.  $I - d$ -диаграмма ( $p_0 = 1010 \text{ гПа}$ ).

мометра  $t_m$ , °С; температуры точки росы  $t_p$ , °С; влагосодержания  $d$ , г/кг; энтальпии  $I$ , кДж/кг; парциального давления водяного пара во влажном воздухе  $p_n$ , кПа; относительной влажности  $\varphi$ , %.

При известных любых двух из перечисленных семи параметров (за исключением комбинаций «температура точки росы — влагосодержание» и «температура мокрого термометра — энтальпия») можно определить остальные. При этом используются аналитические зависимости

$$I = t + (2500 + 1,84t) d \cdot 10^{-3}; \quad (4.16)$$

$$\varphi = \frac{p_n}{p_s} \cdot 100; \quad (4.17)$$

$$d = 0,022 \frac{\varphi p_s}{p_6 - \varphi p_s} \cdot 10^3, \quad (4.18)$$

где  $p_6$  и  $p_s$  — барометрическое давление влажного воздуха и упругость насыщенного водяного пара, гПа.

Массовые расходы влажного ( $G$ ) и сухого ( $G_c$ ) воздуха связаны между собой соотношением

$$G_c = \frac{G}{1 + 10^{-3}d} \quad (4.19)$$

При расчетах, как правило, принимают равенство расходов влажного и сухого воздуха ( $G \simeq G_c$ ).

Удельная массовая теплоемкость влажного воздуха, отнесенная к 1 кг сухого воздуха, кДж/(кг · К), определяется по формуле

$$c = 1 + 1,84 \cdot 10^{-3}d. \quad (4.20)$$

Если данному количеству влажного воздуха в результате тепловлажностной обработки сообщено (или отнято) некоторое количество энергии в форме теплоты  $Q_0$ , кДж, и в воздух введена (или удалена) влага в количестве  $W_0$ , кг, то начальные и конечные значения энтальпии и влагосодержания  $I_1$ ,  $d_1$  и  $I_2$ ,  $d_2$  будут связаны зависимостью

$$\frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 10^3 = 4,19t_w + \frac{Q_0}{W_0}, \quad (4.21)$$

где  $t_w$  — температура вводимой (или удаляемой) влаги, °С.

Для расчетов зависимость (4.21) можно использовать в упрощенном виде:

$$\frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 10^3 = \frac{Q_0}{W_0}, \quad (4.22)$$

а в случае непрерывного тепло- и влагообмена с интенсивностью тепло- и влагопоступлений соответственно  $Q$ , Вт, и  $W$ , кг/ч,

$$\frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 10^3 = 3,6 \frac{Q}{W}. \quad (4.23)$$

Прямая, объединяющая начальную и конечную точки процесса тепловлажностной обработки воздуха, является лучом процесса, а отношение

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 10^3 = 3,6 \frac{Q}{W} \quad (4.24)$$

— угловым коэффициентом, кДж/кг.

Для текущих значений  $I$  и  $d$  из выражений (4.23) и (4.24) имеем:

$$I = I_1 + \varepsilon (d_2 - d_1) 10^{-3}. \quad (4.25)$$

Поскольку  $Q$  и  $W$  в процессе тепловлажностной обработки воздуха могут принимать любое положительное или отрицательное значение, а также равняться нулю, то  $-\infty < \varepsilon < +\infty$ .

Возможные изменения энтальпии  $\Delta I$  и относительной влажности  $\Delta \varphi$ , а также знак углового коэффициента иллюстрируются данными табл. 4.3.

Таблица 4.3. Изменение энтальпии и относительной влажности при изменении температуры и влагосодержания воздуха

$\Delta t$ \ $\Delta d$	$> 0$	$< 0$	$0$
$> 0$	$\Delta I > 0, \Delta \varphi \approx 0;$ $\varepsilon > 0$	$\Delta I \approx 0, \Delta \varphi < 0,$ $\varepsilon \approx 0$	$\Delta I > 0, \Delta \varphi < 0;$ $\varepsilon = +\infty$
$< 0$	$\Delta I \approx 0, \Delta \varphi > 0;$ $\varepsilon \approx 0$	$\Delta I < 0, \Delta \varphi \approx 0;$ $\varepsilon > 0$	$\Delta I < 0, \Delta \varphi > 0$ $\varepsilon = -\infty$
$0$	$\Delta I > 0; \Delta \varphi > 0;$ $\varepsilon > 0$	$\Delta I < 0; \Delta \varphi < 0;$ $\varepsilon > 0$	—

Количество тепла, Вт, подводимого к воздуху при нагреве или отводимого при охлаждении, определяется по формуле

$$Q = 0,278G(I_2 - I_1). \quad (4.26)$$

Количество испаряющейся или конденсирующейся влаги, кг/ч, вычисляется из выражения

$$W = G(d_2 - d_1) \cdot 10^{-3}. \quad (4.27)$$

Графоаналитический метод расчета с использованием  $I-d$ -диаграммы удобен и для расчета при смешении воздуха с различными параметрами. Энтальпия  $I_{см}$ , кДж/кг, и влагосодержание  $d_{см}$ , г/кг, воздуха, полученного в результате смешения расхода воздуха  $G_1$  с энтальпией  $I_1$  и влагосодержанием  $d_1$  с расходом воздуха  $G_2$  с энтальпией  $I_2$  и влагосодержанием  $d_2$ , определяются по формулам:

$$I_{см} = \frac{I_1 + nI_2}{1 + n}; \quad (4.28)$$

$$d_{см} = \frac{d_1 + nd_2}{1 + n}; \quad (4.29)$$

где 
$$n = G_2/G_1. \quad (4.30)$$

Остальные параметры смеси находятся с помощью  $I-d$ -диаграммы.

При графоаналитическом расчете на  $I-d$ -диаграмме находят точки 1 и 2, соответствующие параметрам смешиваемого воздуха. Эти точки соединяют прямой, которая делится точкой смеси  $C$  так, чтобы отношение длины отрезка  $I-C$  к длине отрезка  $C-2$  равнялось  $n$ , или чтобы отношение длины отрезка  $I-C$  к длине отрезка  $I-2$  равнялось

$$\frac{l_{I-C}}{l_{I-2}} = \frac{n}{1 + n}. \quad (4.31)$$

Определив точку  $C$ , находят параметры смешанного воздуха.

Если при этом точка  $C$  окажется ниже кривой  $\varphi = 100\%$ , то часть влаги падает в виде тумана (иней). В этом случае конечные параметры воздуха соответствуют точке  $K$ , причем  $\varphi_K = 100\%$  и  $I_K = I_C$ .

Количество влаги, выпадающей в виде тумана (иней),

$$W = (G_1 + G_2)(d_C - d_K) 10^{-3}. \quad (4.32)$$

### 4.3. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Системы кондиционирования воздуха (СКВ) по периодичности действия делятся на сезонные и круглогодичные, а в зависимости от расположения кондиционеров по отношению к обслуживаемым помещениям — на центральные и местные.

В зависимости от особенностей обработки воздуха СКВ бывают прямоточными (работают только на наружном воздухе) и с рециркуляцией воздуха, которая может быть местной или центральной.

Центральные СКВ подразделяются на одно- и двухканальные. В зависимости от количества обслуживаемых помещений или зон одного большого помещения системы делятся на одно- и многозональные. По давлению, создаваемому вентилятором центральных кондиционеров, СКВ бывают низкого (до 1000 Па), среднего (1000—3000 Па) и высокого (свыше 3000 Па) давления.

Центральное регулирование круглогодичных СКВ может производиться качественным, количественным или качественно-количественным методом. Качественный метод регулирования предусматривает изменение параметров приточного воздуха в зависимости от наружных и внутренних метеорологических условий без изменения его расхода. При количественном методе изменяется расход воздуха, а параметры сохраняются неизменными. Качественно-количественный метод предусматривает изменение как расходов, так и параметров приточного воздуха.

В СКВ наиболее часто применяется центральное качественное регулирование и значительно реже — качественно-количественное, которое, хотя и является более экономичным, сопровождается нарушением гидравлической устойчивости системы. Количественное регулирование применяется крайне редко.

Основное оборудование для обработки и перемещения воздуха обычно комплектуют в одном агрегате — кондиционере. В качестве дополнительного оборудования используются местные подогреватели (охладители), вентиляторные и эжекционные доводчики и смесители. При большой протяженности воздуховодов иногда дополнительно устанавливают вентиляторы.

Установки кондиционирования воздуха могут состоять из секций (кондиционеры Кд и КТЦ), собираемых на месте монтажа, либо поставяться в сборе (автономные кондиционеры).

Основные преимущества центральных кондиционеров: возможность обслуживания большого количества помещений; размещение основного и вспомогательного оборудования на малой площади; доступность оборудования для обслуживания и сосредоточение точек обслуживания в небольшом количестве мест. Тепло- и холодоснабжение центральных кондиционеров осуществляется самостоятельными отопительными и холодильными установками, которые могут располагаться как рядом с кондиционерами, так и отдельно от них, в других помещениях. Центральные установки кондиционирования связываются с обслуживаемыми помещениями разветвленной сетью воздуховодов.

Воздух от центрального кондиционера перед подачей в помещение может дополнительно обрабатываться либо подаваться без обработки. Дополнительная обработка воздуха может производиться в зональных подогревателях (охладителях), смесителях, вентиляторных или эжекционных доводчиках. В всовоздушных СКВ в каждое помещение поступает воздух центрального кондиционера (первичный воздух), смешанный с воздухом данного помещения, предварительно охлажденным или нагретым в теплообменниках кондиционер-доводчиков.

Местные СКВ оборудуются автономными или неавтономными кондиционерами, которые устанавливают в обслуживаемом помещении или в непосредственной близости от него. Автономные местные кондиционеры имеют встроенные теплообменники, увлажнители и холодильные машины, что является их основным преимуществом.

Местные СКВ также могут быть прямооточными или работать с рециркуляцией воздуха.

Для расчета СКВ с определением расхода воздуха и состава оборудования используются следующие исходные данные: расчетные параметры наружного воздуха согласно СНиП II-33-75; расчетные параметры внутреннего воздуха, принимаемые согласно главам СНиП для соответствующих жилых и общественных зданий; тепло- и влагопоступления, определяемые расчетом; метод регулирования СКВ; допустимая избыточная температура удаляемого воздуха.

Избыточная температура удаляемого воздуха  $\Delta t_{yx}$  представляет собой разность температур уходящего  $t_{yx}$  и приточного  $t_{п}$  воздуха, взятую с положительным знаком. Таким образом,  $t_{п} = t_{yx} \pm \Delta t_{yx}$ . (4.33)

Знак в формуле (4.33) выбирают из тех соображений, чтобы величина  $G$ , определяемая по формулам (4.12) — (4.14), не была отрицательной.

Если воздух удаляется из обслуживаемой зоны,  $t_{yx} = t_{оз} = t_{в}$ , где  $t_{в}$  — внутренняя температура помещения, °С.

Значения  $\Delta t_{yx}$  принимают в соответствии с расчетом воздухораспределения (см. § 4.7).

При ассимиляции теплоизбытков в качестве первого приближения в системах кондиционирования круглогодично, а в системах вентиляции в холодные периоды года температуру приточного воздуха принимают ниже внутренней температуры помещения на 2° С при подаче в рабочую зону, на 4—6° С — при подаче на высоте 2,5—4 м от уровня пола, на 6—8° С — при подаче на высоте более 4 м от уровня пола, на 8—15° С — при подаче через плафоны эжекционного типа.

## 4.4. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

При расчете центральных СКВ параметры воздуха, выходящего из центрального кондиционера, определяются из условия поддержания требуемых параметров внутреннего воздуха в основном помещении. Требуемые параметры внутреннего воздуха остальных помещений обеспечиваются подачей соответствующего количества приточного воздуха и, при необходимости, установкой зональных подогревателей (охладителей) либо доводчиков (вентиляторных или эжекционных).

При построении процессов обработки воздуха для различных СКВ с учетом специфики общественных зданий приняты следующие допущения: местные отсосы отсутствуют либо объем удаляемого ими воздуха по сравнению с общим воздухообменом пренебрежительно мал; количество выделяющихся вредных веществ незначительно и объем воздуха, требуемого для их разбавления до нормативных концентраций, заведомо меньше, чем объем воздуха, необходимого для ассимиляции тепловлагодизбытков.

### 4.4.1. ПРЯМОТОЧНАЯ СИСТЕМА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Прямоточные СКВ работают на наружном воздухе, без рециркуляции. Они применяются для тех помещений или зданий, где согласно санитарным нормам не допускается рециркуляция воздуха (например, операционные, реанимационные и другие помещения больницы).

На рис. 4.4 приведена структурная схема прямооточного центрального кондиционера КТЦ. В зависимости от возникающих требований воздух в нем может нагреваться, охлаждаться, увлажняться или осушаться, а также очищаться от пыли.

На рис. 4.5 приведены процессы обработки воздуха для расчетных условий летнего (теплого) и зимнего (холодного) периодов.

В летний период (рис. 4.5, а) наружный воздух из приемного блока (точка  $H$ ) после очистки в фильтре поступает в форсуночную камеру орошения, в



которой разбрызгивается охлажденная вода, имеющая температуру ниже температуры точки росы наружного воздуха. При контакте с водой воздух охлаждается, осушается и покидает камеру орошения с относительной влажностью  $\varphi_{к.о} = 95\%$  (точка  $O$ ). Затем воздух нагревается в воздухонагревателе 2-го подогрева до температуры  $t_{п'}$ , которую принимают на  $1-1,5^\circ\text{C}$  ниже температуры приточного воздуха (точка  $П'$ ). После нагрева в вентиляторе и в сети воздуховодов на  $1-1,5^\circ\text{C}$  воздух с температурой  $t_{п}$  (точка  $П$ ) поступает в помещение, где, ассимилируя тепло- и влагопоступления, приобретает параметры внутреннего воздуха (точка  $B$ ).

В зимний период (рис. 4.5, б) наружный воздух (точка  $H$ ) после очистки в фильтре нагревается в воздухоподогревателе 1-го подогрева до температуры  $t_1$  (точка  $I$ ). В камере орошения происходит практически изоэнтальпийное увлажнение, и воз-

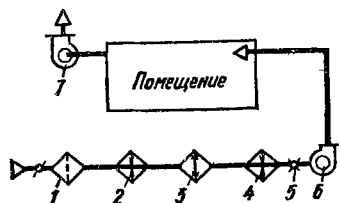


Рис. 4.4. Структурная схема прямоточной СКВ:

1 — фильтр; 2 — воздухонагреватель 1-го подогрева; 3 — камера орошения; 4 — воздухонагреватель 2-го подогрева; 5 — направляющий аппарат; 6 — вентиляторный агрегат кондиционера; 7 — вытяжной вентилятор.

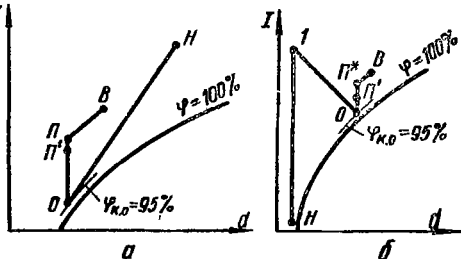


Рис. 4.5. Процессы обработки наружного воздуха в прямоточной СКВ в летний (а) и зимний (б) периоды.

дух приобретает относительную влажность  $\varphi_{к.о} = 95\%$  (точка  $O$ ). Затем он нагревается в воздухонагревателе 2-го подогрева до температуры  $t_{п'}$  с учетом дополнительного нагрева в вентиляторе и подается с параметрами, соответствующими точке  $П$ , в помещение, где приобретает параметры, соответствующие точке  $B$ . При этом в зависимости от теплового режима помещения возможны различные варианты.  $I_B > I_{п}$  (избыточные тепловыделения),  $I_B < I_{п}$  (теплотеперь превышают теплопотребления),  $d_B > d_{п}$  (избыточные влаговыведения),  $d_B < d_{п}$  (поглощение влаги в помещении). На рис. 4.5 процесс обработки воздуха приведен для случая, когда  $I_B > I_{п}$ .

Расчет прямоточной СКВ и выбор основного оборудования производят с использованием  $I-d$  диаграммы на основании исходных данных для летнего и зимнего периодов с их взаимосвязкой. Расчет выполняют в такой последовательности.

1. На  $I-d$  диаграмму наносят точки, соответствующие параметрам внутреннего и наружного воздуха.

2. По формуле (4.24) определяют угловые коэффициенты для летнего ( $\epsilon_{л}$ ) и зимнего ( $\epsilon_{з}$ ) периодов и строят лучи процессов изменения состояния воздуха в помещении, проходящие через точку  $B$ .

3. Находят точку  $П$ , соответствующую приточному воздуху (расположена на луче процесса изменения состояния воздуха в помещении, проходящем через точку  $B$ ). Температура воздуха  $t_{п}$ , соответствующая точке  $П$ , должна отличаться от температуры воздуха внутри помещения (в ту или другую сторону) не более чем на величину избыточной температуры удаляемого воздуха  $\Delta t_{ук}$ . Точку  $П$  и соответствующие ей значения энтальпии  $I_{п}$  и влагосодержания  $d_{п}$  приточного воздуха находят для летнего и зимнего периодов отдельно.

4. С учетом принятых допущений об отсутствии или ничтожно малом влиянии местных отсосов а также о том, что количество приточного (вентиляци-

онного) воздуха определяется необходимостью ассимиляции тепловлагодизитков, требуемый расход приточного (вентиляционного) воздуха  $G_{\text{тр}}$  определяют по формулам (4.12) — (4.14).

5. Поскольку системы автоматики, принимаемые при проектировании кондиционирования воздуха, предусматривают работу только в двух режимах (летнем и зимнем), требуемый расход приточного воздуха определяют отдельно для летнего ( $G_{\text{л}}$ ) и зимнего ( $G_{\text{з}}$ ) периодов. Оборудование систем кондиционирования воздуха следует проверять при  $0^{\circ}\text{C}$  и температуре наружного воздуха, соответствующей отключению системы отопления.

6. Принимают метод регулирования СКВ. Для регулирования СКВ жилых и общественных зданий, как правило, принимают качественный метод центрального регулирования. В этом случае расчетный расход приточного (вентиляционного) воздуха принимают постоянным и равным наибольшему из значений  $G_{\text{тр}}$  ( $G_{\text{л}}$  или  $G_{\text{з}}$ ), а для периода, для которого расчетный расход воздуха оказывается меньшим, корректируют температуру приточного воздуха и пересчитывают его параметры (см. п. 7). Если применен качественно-количественный метод регулирования, расчет следует вести отдельно для летнего и зимнего периодов, не увязывая их между собой.

7. Параметры приточного воздуха пересчитывают по формулам (4.34) и (4.35), где  $G$  — наибольшее из значений расхода воздуха ( $G_{\text{л}}$  или  $G_{\text{з}}$ ), а величины  $Q$  и  $W$  берут с теми же знаками, что и в формулах (4.12) — (4.14):

энтальпия приточного воздуха

$$I_{\text{п}}^* = I_{\text{в}} - 3,6 \frac{Q}{G}; \quad (4.34)$$

влажностное содержание приточного воздуха

$$d_{\text{п}}^* = d_{\text{в}} - \frac{W}{G} \cdot 10^3. \quad (4.35)$$

Обычно  $G_{\text{л}} > G_{\text{з}}$ .

8. По полученным в п. 7 значениям  $I_{\text{п}}^*$  и  $d_{\text{п}}^*$  на  $I-d$ -диаграмме находят точку  $П^*$  и определяют остальные параметры приточного воздуха:  $t_{\text{п}}^*$  и  $\varphi_{\text{п}}^*$ . Если  $G_{\text{л}} > G_{\text{з}}$ , то для летнего периода точка  $П^*$  совпадает с точкой  $П$ , найденной согласно п. 3, а для зимнего периода не совпадает. Если  $G_{\text{з}} > G_{\text{л}}$ , то для зимнего периода точка  $П^*$  совпадает с точкой  $П$ , найденной согласно п. 3, а для летнего периода не совпадает.

9. Через точку  $П$  или  $П^*$  проводят вниз вертикальную прямую до пересечения с кривой  $\varphi_{\text{к.о}} = 95\%$ . Отрезок  $П'-П$  ( $П'-П^*$ ) соответствует нагреву воздуха в вентиляторе, принимаемому обычно  $1^{\circ}\text{C}$ , а отрезок  $О-П'$  — нагреву воздуха в воздухонагревателе 2-го подогрева. Точка  $О$  соответствует состоянию воздуха после камеры орошения ( $t_{\text{к.о}}$ ,  $I_{\text{к.о}}$ ,  $d_{\text{к.о}}$  и  $\varphi_{\text{к.о}} = 95\%$ ), т. е. перед воздухонагревателем 2-го подогрева.

10. Определяют тепловую нагрузку воздухонагревателя 2-го подогрева, Вт, отдельно для зимнего и летнего периодов по формуле

$$Q_2 = 0,278G (I'_{\text{п}} - I_{\text{к.о}}), \quad (4.36)$$

где  $I'_{\text{п}}$  и  $I_{\text{к.о}}$  — энтальпии воздуха соответственно после и до воздухонагревателя, кДж/кг;  $G$  — то же, что и в формулах (4.34) и (4.35).

11. Для летнего периода точку  $О$  соединяют с точкой  $Н$ , соответствующей параметрам наружного воздуха. Прямая  $Н-О$  соответствует процессу обработки наружного воздуха в камере орошения (охлаждение и осушка). Для зимнего периода через точку  $Н$  проводят вертикальную линию, соответствующую нагреву наружного воздуха в воздухонагревателе 1-го подогрева, а через точку  $О$  — линию изотальпийного процесса ( $I = \text{const}$ ) до пересечения этих линий в точке  $1$ , характеризующей параметры воздуха после воздухонагревателя 1-го подогрева.

Т а б л и ц а 4.4. Расчет воздухообмена

Наименование показателей	Источник, расчетная формула	Зимний период	Летний период
Расчетные параметры явужного воздуха.			
$t_{нr}$ , °С	СНиП II-33-75;	-24	31
$I_{нr}$ , кДж/кг	табл. 1.5	-23	57,4
$d_{нr}$ , г/кг		0,4	10,3
$\varphi_{нr}$ , %		70	37
Расчетные параметры внутреннего воздуха:			
$t_{вr}$ , °С	Соответствующая глава СНиП	18	22
$I_{вr}$ , кДж/кг		34,6	43,1
$d_{вr}$ , г/кг		6,5	8,3
$\varphi_{вr}$ , %		50	50
Внутренний объем помещения $V$ , тыс м <sup>3</sup>	По заданию	6	6
Количество человек $n$	»	450	450
Полное количество тепла, выделяемое людьми $Q_{лr}$ , Вт	Табл. 2.24, $Q_{лr} = qn$	65 200	65 200
Теплопоступления от солнечной радиации $Q_{с,r}$ , Вт	По расчету	—	58 000
Теплопоступления от технологического оборудования $Q_{т,о}$ , Вт	»	5000	5000
Теплопоступления от искусственного освещения $Q_{и,о}$ , Вт	»	10 000	10 000
Теплопотери помещения, не компенсируемые системой отопления, $Q_{т,п}$ , Вт	По расчету	—	—
Влаговыделения от людей $W_{лr}$ , кг/ч	Табл. 2.24	24,7	39,3
Влаговыделения от технологического оборудования $W_{т,о}$ , кг/ч	По расчету	—	—
Избыточные тепловыделения $Q$ , Вт	$Q = Q_{лr} + Q_{с,r} + Q_{т,о} + Q_{и,о} - Q_{т,п}$	80 200	138 200
Избыточные влаговыделения $W$ , кг/ч	$W = W_{лr} + W_{т,о}$	24,7	39,3
Угловой коэффициент луча процесса для помещений $\varepsilon$ , кДж/кг	(4.24)	11 700	12 700
Избыточная температура удаляемого воздуха $\Delta t_{ух}$ , °С	По расчету воздухообмена	5	5
Принятые параметры приточного воздуха:			
$t_{пр}$ , °С	(4.33);	13	17
$I_{пр}$ , кДж/кг	$t-d$ диаграмма	28,2	37
$d_{пр}$ , г/кг		6	7,8
$\varphi_{пр}$ , %		65	64
Требуемый расход приточного (вентиляционного) воздуха $G_{тр}$ , кг/ч	(4.14)	19 400	81 600
Расчетный расход приточного (вентиляционного) воздуха принятый при качественном регулировании, $G$ , кг/ч	(4.14)	81 600	81 600
Фактические параметры приточного воздуха:			
$t_{пр}^*$ , °С	(4.34);	15,5	17
$I_{пр}^*$ , кДж/кг	(4.35)	31,1	37
$d_{пр}^*$ , г/кг		6,2	7,8
$\varphi_{пр}^*$ , %		57	64
Фактическая избыточная температура удаляемого воздуха $\Delta t_{ух}^*$ , °С	(4.33)	2,5	5
Кратность воздухообмена $k_p$ , ч <sup>-1</sup>	(4.15)	11,3	11,3

Т а б л и ц а 4.5. Расчет нагрузок кондиционера

Наименование показателей	Источник, расчетная формула	Зимний период	Летний период
Расчетные параметры наружного воздуха:			
$t_{н}$ , °С	СНиП II-33-75, Табл. 1.5	-24	31
$I_{н}$ , кДж/кг		-23	57,4
$d_{н}$ , г/кг		0,4	10,3
$\Phi_{н}$ , %		70	37
Фактические параметры приточного воздуха:			
$t_{п}^*$ , °С	Табл. 4.4	15,5	17
$I_{п}^*$ , кДж/кг		31,1	37
$d_{п}^*$ , г/кг		6,2	7,8
$\Phi_{п}^*$ , %		57	64
Расчетный расход приточного (вентиляционного) воздуха, принятый при качественном регулировании, $G$ , кг/ч	»	81 600	81 600
Коэффициент, учитывающий транспортные потери воздуха, $k_{тр}$	СНиП II-33-75	1	1
Расчетный расход воздуха, проходящего через кондиционер, $G_{конд}$ , кг/ч	$G_{конд} = Gk_{тр}$	81 600	81 600
Параметры приточного воздуха после воздухонагревателя 2-го подогрева:			
$t_{п}$ , °С	$I-d$ -диаграмма	14,5	16
$I_{п}$ , кДж/кг		30,1	36
$d_{п}$ , г/кг		6,2	7,8
$\Phi_{п}$ , %		60	70
Параметры воздуха после обработки в камере орошения:			
$t_{к.о.}$ , °С	»	8	11
$I_{к.о.}$ , кДж/кг		24,1	31
$d_{к.о.}$ , г/кг		6,2	7,8
$\Phi_{к.о.}$ , %		95	95
Количество воздуха, проходящего через дождевое простраство, $G_{д.п}$ , кг/ч	$G_{д.п} = G_{конд}$	81 600	81 600
Параметры воздуха после воздухонагревателя 1-го подогрева:			
$t_1$ , °С	$I-d$ -диаграмма	23,2	—
$I_1$ , кДж/кг		24,1	—
$d_1$ , г/кг		0,4	—
$\Phi_1$ , %		3	—
Охлаждающая мощность камеры орошения $Q_{к.о.}$ , Вт	(4 39)	—	600 000
Тепловая нагрузка воздухонагревателя 1-го подогрева $Q_1$ , Вт	(4 37)	1 070 000	—
Тепловая нагрузка воздухонагревателя 2-го подогрева $Q_2$ , Вт	(4 36)	136 000	113 400
Количество воды, испаряющейся (конденсирующейся) в камере орошения, $W_{к.о.}$ , кг/ч	(4.38)	474	-204

12. Определяют тепловую нагрузку воздухонагревателя 1-го подогрева, Вт, для зимнего периода по формуле

$$Q_1 = 0,278G (I_1 - I_n), \quad (4.37)$$

где  $I_1$  и  $I_n$  — энтальпия соответственно воздуха после воздухонагревателя и наружного воздуха, кДж/кг.

13. Определяют количество воды, испаряющейся (конденсирующейся) в камере орошения, отдельно для зимнего и летнего периодов:

$$W_{кo} = G (d_{кo} - d_n) 10^{-3}. \quad (4.38)$$

При  $W_{кo} > 0$  происходит испарение, а при  $W_{кo} < 0$  — конденсация влаги в камере орошения.

14. По  $I$ — $d$ -диаграмме определяют температуру рециркуляционной воды. Она равна температуре мокрого термометра для точки  $O$ , соответствующей параметрам воздуха на выходе из камеры орошения.

Расход рециркуляционной воды определяют расчетом камер орошения.

15 Определяют охлаждающую мощность камеры орошения для летнего периода

$$Q_{кo} = 0,278G (I_n - I_{кo}), \quad (4.39)$$

где  $I_{кo}$  — энтальпия воздуха после камеры орошения, кДж/кг;  $G$  — расчетный расход воздуха, кг/ч.

В случае применения вместо камеры орошения поверхностных орошаемых воздухоохладителей или блоков теплообмена порядок и методика расчета не изменяются.

**Пример.** Определить расчетные расходы приточного воздуха, а также расходы тепла и холода, необходимые для обработки этого воздуха в приточной СКВ.

Исходные данные и результаты расчетов заносим в табл. 4.4 и 4.5.

Принято, что кондиционер обслуживает одно помещение и расположен в непосредственной близости от него. Это позволяет не вводить коэффициенты на потери воздуха в сети воздуховодов ( $k_{тр} = 1$ ).

#### 4.4.2. СКВ С ПЕРВОЙ РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ

С целью экономии энергозатрат на нагрев и охлаждение воздуха в тех случаях, когда по нормам допускается его рециркуляция, проектируют СКВ с переменными объемами наружного и рециркуляционного воздуха по одно- или двухвентиляторной схеме с одним или двумя рециркуляционными каналами (двухвентиляторная схема более предпочтительна). К широкому применению рекомендуются схемы с одной рециркуляцией. Схемы с двумя рециркуляциями относятся к специальным схемам и их применение должно быть обосновано.

Параметры воздуха в помещении регулируются, как правило, качественным методом, поэтому расходы наружного и внутреннего (рециркуляционного) воздуха изменяются так, чтобы суммарный расход сохранялся постоянным.

Для расчета СКВ с рециркуляцией дополнительно к исходным данным, использовавшимся при расчете приточных СКВ, задаются требуемой в соответствии с санитарными нормами подачей наружного воздуха  $G_n^{\text{мин}}$ .

В системах с первой рециркуляцией обработку воздуха в центральных кондиционерах КТЦ можно производить по различным схемам. Как правило, применяются схемы с подачей рециркуляционного воздуха перед фильтром и воздухонагревателем 1-го подогрева (рис. 4.6). Если в процессе смешения происходит выпадение влаги из смеси наружного и рециркуляционного воздуха (точка, соответствующая составу смеси, находится ниже кривой  $\phi = 100\%$ ), к применению допускается специальная схема с первой рециркуляцией после воздухонагревателя (пунктирная линия на рис. 4.6). Воздух в СКВ с первой рециркуляцией обрабатывается следующим образом (описание дается для расчетных режимов).

В летний период с целью экономии холода наружный воздух в количестве, соответствующем санитарной норме, смешивается с более холодным внутренним воздухом. Смесь очищается в фильтре, охлаждается и осушается в камере орошения, а затем, при необходимости, нагревается в воздухонагревателе 2-го подогрева. Обработанный воздух подается в обслуживаемое помещение с параметрами приточного воздуха. В помещении приточный воздух ассимилирует тепло- и влагоизбытки; его параметры уравниваются с параметрами внутреннего воздуха. Рециркуляционным вентилятором воздух забирается из помещения, часть его возвращается на рециркуляцию в кондиционер, а остальное количество удаляется наружу.

В зимний период с целью экономии тепла смесь теплого внутреннего воздуха и холодного наружного, количество которого должно быть не ниже санитарной нормы, очищается в фильтре и нагревается в воздухонагревателе 1-го подогрева. Нагретый воз-

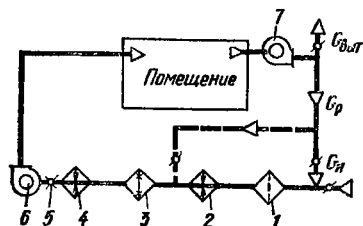


Рис. 4.6. Структурная схема СКВ с первой рециркуляцией:

1 — фильтр; 2 — воздухонагреватель 1-го подогрева; 3 — камера орошения; 4 — воздухонагреватель 2-го подогрева; 5 — направляющий аппарат; 6 — вентиляторный агрегат кондиционера; 7 — рециркуляционный вентилятор.

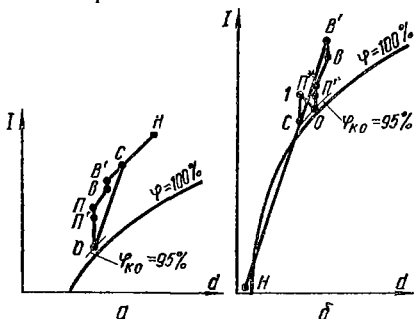


Рис. 4.7. Процессы обработки воздуха в летний (а) и зимний (б) периоды в СКВ с первой рециркуляцией.

дух обрабатывается в камере орошения и подогревается в воздухонагревателе 2-го подогрева до достижения требуемых параметров приточного воздуха.

Приточный воздух поступает в помещение, где его параметры уравниваются с параметрами внутреннего воздуха. Рециркуляционным вентилятором воздух забирается из помещения, часть его возвращается на рециркуляцию в кондиционер, а остальное количество удаляется наружу. В условиях, отличающихся от расчетных, соотношение наружного и рециркуляционного воздуха соответствующим образом изменяется.

СКВ с первой рециркуляцией рассчитывают с использованием  $I-d$ -диаграммы в такой последовательности (рис. 4.7).

Пункты 1—9 выполняют аналогично соответствующим пунктам расчета прямоточной СКВ.

10. Находят точку  $B'$ , соответствующую параметрам рециркуляционного воздуха, нагрев которого в вентиляторе принимают  $1^\circ\text{C}$  ( $d_B = d'_B$ ,  $t'_B = t_B + 1$ ).

11. Находят точку  $C$ , соответствующую параметрам смеси рециркуляционного и наружного воздуха. Для этого точки  $H$  и  $B'$  соединяют прямой. Отношение длины отрезка  $B'-C$  к длине отрезка  $B'-H$  равно отношению расхода наружного воздуха  $G_n$  к расходу приточного (смешанного) воздуха  $G$ , определенному в соответствии с пп. 4—6.

12. Для зимнего периода положение точки  $C$  определяется тем, что расчетный расход наружного воздуха должен быть не меньше санитарной нормы, а энтальпия смеси  $I_C$  должна быть не больше энтальпии воздуха после камеры орошения  $I_{K_0}$ , определенной в соответствии с п. 9.

Расчетный расход наружного воздуха  $G_n$  определяют следующим образом.

Находят минимально допустимый по санитарным нормам расход наружного воздуха  $G_{\text{н}}^{\text{мин}}$  и вычисляют энтальпию смеси рециркуляционного и наружного воздуха при минимально допустимом расходе наружного воздуха (для зимнего периода):

$$I_{\text{с}}^{\text{макс}} = \frac{I_{\text{н}} G_{\text{н}}^{\text{мин}} + I'_{\text{в}} (G - G_{\text{н}}^{\text{мин}})}{G}, \quad (4.40)$$

где  $I'_{\text{в}}$  — энтальпия рециркуляционного воздуха (см. п. 10), кДж/кг.

Если  $I_{\text{с}}^{\text{макс}} \leq I_{\text{к.о}}$ , то  $G_{\text{н}} = G_{\text{н}}^{\text{мин}}$  и  $I_{\text{с}} = I_{\text{с}}^{\text{макс}}$ .

Если  $I_{\text{с}}^{\text{макс}} > I_{\text{к.о}}$ , то  $I_{\text{с}} = I_{\text{к.о}}$ , а  $G_{\text{н}}$  определяется по формуле

$$G_{\text{н}} = \frac{I'_{\text{в}} - I_{\text{к.о}}}{I'_{\text{в}} - I_{\text{н}}} G. \quad (4.41)$$

Если  $I_{\text{с}} = I_{\text{к.о}}$ , воздухонагреватель 1-го подогрева не применяется, смесь рециркуляционного и наружного воздуха обрабатывается при  $I = \text{const}$  в камере орошения и доводится в воздухонагревателе 2-го подогрева до параметров воздуха, соответствующих точке  $П'$  (приточный воздух перед вентилятором).

Если  $I_{\text{с}} < I_{\text{к.о}}$ , производится нагрев воздуха в воздухонагревателе 1-го подогрева до температуры, определяемой точкой 1 ( $d_1 = d_{\text{с}}$ ,  $I_1 = I_{\text{к.о}}$ ), с последующим изоэнтальпийным увлажнением в камере орошения (линия  $I-O$ ). Тепловую нагрузку на воздухонагреватель 1-го подогрева, Вт, в этом случае определяют по формуле

$$Q_1 = 0,278G (I_1 - I_{\text{с}}), \quad (4.42)$$

где  $G$  и  $I_1$  — то же, что и в формуле (4.37).

Если точка смеси рециркуляционного и наружного воздуха  $С$  лежит ниже кривой  $\varphi = 100\%$ , применяется предварительный нагрев воздуха до смешения. Если такой подогрев не применяется, допускается выполнять графоаналитический расчет, оперируя точкой  $С$  как условной, если выпадение влаги из воздуха не препятствует нормальной работе секций кондиционера.

13. Для летнего периода положение точки  $С$  определяется тем, что расход наружного воздуха должен быть не меньше расхода по санитарным нормам. Линия  $С-O$  соответствует процессу обработки смеси рециркуляционного и наружного воздуха в камере орошения (охлаждение и осушка). Охлаждающую мощность камеры орошения для летнего периода, Вт, определяют по формуле

$$Q_{\text{к.о}} = 0,278G (I_{\text{с}} - I_{\text{к.о}}), \quad (4.43)$$

где  $G$  и  $I_{\text{к.о}}$  — то же, что и в формуле (4.39).

14. Количество воды, испаряющейся (конденсирующейся) в камере орошения, определяют отдельно для зимнего и летнего периодов по формуле

$$W_{\text{к.о}} = G (d_{\text{к.о}} - d_{\text{с}}) 10^{-3}. \quad (4.44)$$

Рассмотренный порядок расчета сохраняется в случае применения орошаемых воздухоохладителей или блоков теплообмена.

**Пример.** Определить расчетные расходы приточного воздуха, а также расходы тепла и холода, необходимые для обработки этого воздуха в системе кондиционирования воздуха. Рециркуляция воздуха допускается.

Исходные данные и результаты расчетов заносим в табл. 4.6 и 4.7. Принято, что кондиционер обслуживает одно помещение и расположен в непосредственной близости от него ( $k_{\text{тр}} = 1$ ).

Таблица 4.6 Расчет воздухообмена

Наименование показателей	Источник, расчетная формула	Зимний период	Летний период
Расчетные параметры наружного воздуха:			
$t_{н}^*$ , °С	СНиП II-33-75; табл. 1.5	-24	31
$I_{н}^*$ , кДж/кг		-23	57,4
$d_{н}^*$ , г/кг		0,4	10,3
$\Phi_{н}^*$ , %		70	37
Расчетные параметры внутреннего воздуха:			
$t_{в}^*$ , °С	Соответствующая глава СНиП	20	22
$I_{в}^*$ , кДж/кг		38,8	43,2
$d_{в}^*$ , г/кг		7,4	8,3
$\Phi_{в}^*$ , %		50	50
Внутренний объем помещений $V$ , тыс. м <sup>3</sup>	По заданию	5,5	5,5
Количество человек $n$	»	400	400
Полное количество тепла, выделяемого людьми, $Q_{л}$ , Вт	Табл. 2 24; $Q_{л} = qn$	46 400	42 600
Теплопоступления от солнечной радиации $Q_{с.р.}$ , Вт	По расчету	—	11 500
Теплопоступления от технологического оборудования $Q_{т.о.}$ , Вт	»	—	—
Теплопоступления от искусственного освещения $Q_{и.о.}$ , Вт	»	8600	8600
Теплопотери помещения, не компенсируемые системой отопления, $Q_{т.п.}$ , Вт	По расчету	—	—
Влаговыделения от людей $W_{л}$ , кг/ч	Табл. 2 24	16	17,6
Влаговыделения от технологического оборудования $W_{т.о.}$ , кг/ч	По расчету	—	—
Избыточные тепловыделения $Q$ , Вт	$Q = Q_{л} + Q_{с.р.} + Q_{т.о.} + Q_{и.о.} - Q_{т.п.}$	55 000	65 700
Избыточные влаговыделения $W$ , кг/ч	$W = W_{л} + W_{т.о.}$	16	17,6
Угловой коэффициент луча процесса для помещений $\epsilon$ , кДж/кг	(4.24)	12 400	13 400
Избыточная температура удаляемого воздуха $\Delta t_{ух}$ , °С	По расчету воздухо-раздачи	5	5
Принятые параметры приточного воздуха			
$t_{п}^*$ , °С	(4.33), $I-d$ -диаграмма	15	17
$I_{п}^*$ , кДж/кг		32,3	37
$d_{п}^*$ , г/кг		6,9	7,8
$\Phi_{п}^*$ , %		64	64
Требуемый расход приточного (вентиляционного) воздуха $G_{тр}$ , кг/ч	(4.14)	32 000	38 200
Расчетный расход приточного (вентиляционного) воздуха, принятый при качественном регулировании, $G$ , кг/ч	(4.14)	38 200	38 200
Минимально допустимый расход наружного воздуха $G_{н}^{мин}$ , кг/ч	Санитарные нормы; $G_{н}^{мин} = 1,2 \cdot 20n$	9600	9600
Фактические параметры приточного воздуха:			
$t_{п}^*$ , $t_{п}^*$ , °С	(4.34), (4.35)	16	17
$I_{п}^*$ , $I_{п}^*$ , кДж/кг		33,6	37
$d_{п}^*$ , $d_{п}^*$ , г/кг		7	7,8
$\Phi_{п}^*$ , $\Phi_{п}^*$ , %		61	64
Фактическая избыточная температура удаляемого воздуха $\Delta t_{ух}^д$ , °С	(4.33)	4	5
Кратность воздухообмена $k_p$ , ч <sup>-1</sup>	(4.15)	5,8	5,8



Таблица 47 Расчет нагрузок кондиционера

Наименование показателей	Источник, расчетная формула	Зимний период	Летний период
Расчетные параметры наружного воздуха			
$t_{н}^*$ , °С	СНиП II-33-75; Табл. 15	-24	31
$I_{н}$ , кДж/кг		-23	57,4
$d_{н}$ , г/кг		0,4	10,3
$\Phi_{н}$ , %		70	37
Фактические параметры приточного воздуха			
$t_{п}^*$ , °С	Табл. 4.6	16	17
$I_{п}$ , кДж/кг		33,6	37
$d_{п}$ , г/кг		7	7,8
$\Phi_{п}$ , %		61	64
Параметры воздуха после рециркуляционного вентилятора			
$t_{в}$ , °С		21	23
$I_{в}$ , кДж/кг	$I-d$ диаграмма	39,8	44,2
$d_{в}$ , г/кг		7,4	8,3
$\Phi_{в}$ , %		47	47
Расчетный расход приточного (вентиляционного) воздуха, принятый при качественном регулировании, $G$ , кг/ч	Табл. 4.6	38 200	38 200
Коэффициент, учитывающий транспортные потери воздуха, $k_{тр}$	СНиП II-33-75	1	1
Расчетный расход воздуха, проходящего через кондиционер, $G_{конд}$ , кг/ч	$G_{конд} = G k_{тр}$	38 200	38 200
Минимально допустимый расход наружного воздуха $G_{н}^{мин}$ , кг/ч	Санитарные нормы, $G_{н}^{мин} = 1,2 \cdot 20n$	5600	9600
Параметры приточного воздуха после воздухонагревателя 2-го подогрева:			
$t_{п}$ , °С	$I-d$ диаграмма	15	16
$I_{п}$ , кДж/кг		32,6	36
$d_{п}$ , г/кг		7	7,8
$\Phi_{п}$ , %		65	69
Параметры воздуха после обработки в камере орошения:			
$t_{к.о}$ , °С	"	9,4	11
$I_{к.о}$ , кДж/кг		27	31
$d_{к.о}$ , г/кг		7	7,8
$\Phi_{к.о}$ , %		95	95
Энтальпия смеси рециркуляционного и наружного воздуха при минимально допустимом расходе наружного воздуха (для зимнего периода) $I_{с}^{макс}$ , кДж/кг	(4,40), $i-d$ диаграмма	24 (24 < 27)	—
Расчетный расход наружного воздуха $G_{н}$ , кг/ч	—	9600	9600
Расчетный расход рециркуляционного воздуха $G_{р}$ , кг/ч	$G_{р} = G - G_{н}$	28 600	28 600
Параметры смеси рециркуляционного и наружного воздуха:			
$t_{с}$ , °С	$I-d$ диаграмма	9,8	25,2
$I_{с}$ , кДж/кг		24	47,6

Наименование показателей	Источник, расчетная формула	Зимний период	Летний период
$d_c$ , г/кг	$I-d$ -диаграмма	5,6	8,8
$\Psi_c$ , %		74	44
Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, $G_{д.п}$ , кг/ч	$G_{д.п} = G$	38 200	38 200
Параметры воздуха после воздухонагревателя 1-го подогрева:			
$t_1$ , °C	$I-d$ -диаграмма	12,8	—
$I_1$ , кДж/кг		27	—
$d_1$ , г/кг		5,6	—
$\Phi_1$ , %		60	—
Охлаждающая мощность камеры орошения $Q_{к.о}$ , Вт	(4.43)	—	176 000
Тепловая нагрузка воздухонагревателя 1-го подогрева $Q_1$ , Вт	(4.42)	31 800	—
То же, 2-го подогрева $Q_2$ , Вт	(4.36)	59 500	53 000
Количество воды, испаряющейся (конденсирующейся) в камере орошения, $W_{к.о}$ , кг/ч	(4.44)	53,5	—38,2

### 4.4.3. СКВ С ПЕРВОЙ И ВТОРОЙ РЕЦИРКУЛЯЦИЯМИ

СКВ с двумя рециркуляциями (рис. 4.8) обеспечивает еще большую экономию тепла и холода, чем система с первой рециркуляцией. В большинстве случаев отпадает необходимость в подогреве воздуха в воздухонагревателе 2-го подогрева в летний период. Вместе с тем требуется более глубокое охлаждение воздуха в камере орошения, что не всегда возможно. Такая схема не применяется, когда линия, соединяющая точки с параметрами воздуха после рециркуляционного

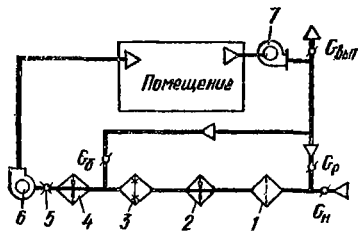


Рис. 4.8. Структурная схема СКВ с первой и второй рециркуляциями: 1 — фильтр; 2 — воздухонагреватель 1-го подогрева; 3 — камера орошения; 4 — воздухонагреватель 2-го подогрева; 5 — направляющий аппарат; 6 — вентиляторный агрегат кондиционера; 7 — рециркуляционный вентилятор.

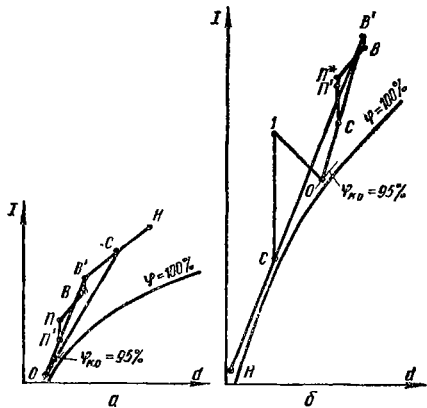


Рис. 4.9. Процессы обработки воздуха в летний (а) и зимний (б) периоды в СКВ с первой и второй рециркуляциями.

вентилятора и перед приточным вентилятором, не пересекается с кривой  $\Phi_{к.о} = 95\%$  или пересекает ее в области отрицательных значений температур.

В кондиционере КТЦ обработка воздуха с двумя рециркуляциями относится к специальным схемам обработки.

Исходные данные для расчета и построения процесса на  $I-d$ -диаграмме те же, что и для СКВ с одной рециркуляцией.

Наружный воздух в количестве, соответствующем санитарной норме ( $G_{н1}$ ), смешивается с частью ( $G_p$ ) рециркуляционного воздуха (первая рециркуляция) и очищается в фильтре.

В зимний период смесь нагревается в воздухонагревателе 1-го подогрева и обрабатывается в камере орошения практически при  $I = \text{const}$ . После камеры орошения добавляется еще часть ( $G_6$ ) рециркуляционного воздуха (вторая рециркуляция). Весь воздух проходит через воздухонагреватель 2-го подогрева и вентилятором подается в обслуживаемое помещение.

В летний период смесь наружного воздуха и воздуха, подаваемого на первую рециркуляцию, обрабатывается в камере орошения или блоке тепломассообмена. После обработки подмешивается воздух второй рециркуляции с таким расчетом, чтобы параметры смеси соответствовали параметрам воздуха перед вентилятором, т. е. чтобы отпадала необходимость в работе воздухонагревателя 2-го подогрева.

Расчет и построение процессов обработки воздуха на  $I-d$ -диаграмме начинают с летнего периода (рис. 4.9).

1. Наносят точки  $B$  и  $H$ , соответствующие расчетным параметрам внутреннего и наружного воздуха.

По величинам тепло- и влагоизбытков по формуле (4.24) определяют угловой коэффициент луча процесса изменения состояния воздуха в помещении  $\epsilon$ .

2. В соответствии с расчетом воздухоотдающих устройств принимают величину избыточной температуры удаляемого воздуха  $\Delta t_{yx}$ .

3. На  $I-d$ -диаграмме наносят точку  $\Pi$ , соответствующую параметрам приточного воздуха.

4. Определяют параметры воздуха перед приточным вентилятором (точка  $\Pi'$ ) и после рециркуляционного вентилятора (точка  $B'$ ) с учетом того, что в вентиляторе воздух нагревается на  $1^\circ\text{C}$  при постоянном влагосодержании. Точки  $\Pi'$  и  $B'$  соединяют прямой, продолжение которой должно пересекаться с кривой  $\varphi_{к.о} = 95\%$  в области положительных температур. Если это не происходит, применение СКВ с двумя рециркуляциями невозможно.

Точка пересечения продолжения прямой  $B'-\Pi'$  с кривой  $\varphi_{к.о} = 95\%$  ( $O$ ) определяет параметры воздуха после обработки в камере орошения (блоке тепломассообмена, поверхностном воздухоохладителе):  $t_{к.о}$ ,  $I_{к.о}$ ,  $d_{к.о}$  и  $\varphi_{к.о} = 95\%$ . Для случая, когда температура обработанного воздуха  $t_{к.о} > 8^\circ\text{C}$ , применяются камеры орошения. Если же эта температура находится в пределах от  $0$  до  $8^\circ\text{C}$ , то к установке принимают блок тепломассообмена или поверхностный воздухоохладитель.

5. По формулам (4.12) — (4.14) определяют расчетный расход приточного воздуха в летний период из условия ассимиляции тепло- и влагоизбытков ( $G_{л1}$ ) и расход наружного воздуха, соответствующий санитарной норме ( $G_{н1}$ ); расход воздуха на первую рециркуляцию

$$G_p = \frac{I'_B - I'_\Pi}{I'_B - I_{к.о}} G_{л1} - G_{н1}, \quad (4.45)$$

на вторую рециркуляцию

$$G_6 = \frac{I'_\Pi - I_{к.о}}{I'_B - I_{к.о}} G_{л1}. \quad (4.46)$$

Точка  $C$ , характеризующая параметры смеси воздуха после первой рециркуляции, лежит на линии  $B'H$ .

Параметры смеси воздуха после первой рециркуляции (точка  $C$ ) находят по  $I-d$ -диаграмме или по формулам

$$I_c = \frac{G_p I'_B + G_H I_H}{G_p + G_H}; \quad (4.47)$$

$$d_c = \frac{G_p d'_B + G_H d_H}{G_p + G_H}. \quad (4.48)$$

6. За расчетный расход приточного воздуха  $G$  принимают значение  $G_{\text{п}}$ , так как  $G_{\text{п}} > G_3$ .

Расходы рециркуляционного воздуха  $G_p$  и  $G_6$  принимают одинаковыми для зимнего и летнего периодов, так как это превышает гидравлическую устойчивость системы.

Точка  $C'$  соответствует параметрам воздуха после второй рециркуляции.

7. Тепловую нагрузку воздухонагревателя 1-го подогрева для зимнего периода определяют по формуле

$$Q_1 = 0,278 (G_H + G_p) (I_1 - I_c). \quad (4.49)$$

8. Тепловую нагрузку воздухонагревателя 2-го подогрева для зимнего периода вычисляют по формуле

$$Q_2 = 0,278 G (I'_H - I'_C), \quad (4.50)$$

где  $I'_C$  — энтальпия воздуха перед воздухонагревателем 2-го подогрева, определяемая из выражения

$$I'_C = \frac{(G_H + G_p) I_{\text{к.о}} + G_6 I'_B}{G}. \quad (4.51)$$

9. Охлаждающую мощность камеры орошения для летнего периода определяют по формуле

$$Q_{\text{к.о}} = 0,278 (G_H + G_p) (I_c - I_{\text{к.о}}). \quad (4.52)$$

10. Количество воды, испаряющейся (конденсирующейся) в камере орошения, вычисляют отдельно для зимнего и летнего периодов:

$$W_{\text{к.о}} = (G_H + G_p) (d_{\text{к.о}} - d_c) 10^{-3}. \quad (4.53)$$

#### 4.4.4. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ МНОГОЗОНАЛЬНЫЕ СКВ

Центральные многозональные СКВ применяются в помещениях большого объема с различной ориентацией по странам света и различной интенсивностью солнечной радиации, в помещениях с неравномерными по площади тепло- и влаговыделениями, а также в зданиях с большим количеством кондиционируемых помещений и в многостажных зданиях. Применение многозональных СКВ более экономично, чем устройство для каждого помещения индивидуального кондиционера. Однако такие системы могут поддерживать с заданной точностью, как правило, только один из параметров внутреннего воздуха — температуру или относительную влажность.

Многозональные системы кондиционирования воздуха бывают прямоточными и с рециркуляцией. При устройстве рециркуляции, как правило, применяют двухвентиляторную схему и устраивают общую рециркуляцию. В случае, когда общая рециркуляция невозможна по конструктивным и другим соображениям, устраивают многозональные системы с поэтажными вентиляторными доводчиками, с помощью которых производится рециркуляция воздуха в пределах каждого этажа.

Поддержание оптимальных параметров воздуха в помещениях с различными тепловлажностными режимами осуществляется регулированием количества подаваемого воздуха либо его параметров.

Одной из разновидностей многозональных СКВ является двухканальная система, которая позволяет обслуживать большое количество помещений с различными тепловлажностными режимами. Преимуществами этих СКВ являются отсутствие вблизи-обслуживаемых помещений различных теплообменников с трубопроводами и максимальное использование холодного наружного воздуха в переходный период, недостатком — необходимость прокладки дополнительных воздуховодов и устройства их повышенной тепловой изоляции, а также отсутствие эффективно работающих клапанов. С целью уменьшения гидравлической и тепловой разрегулировки системы смесительные клапаны выполняют с повышенным гидравлическим сопротивлением.

Двухканальные СКВ выполняются, как правило, прямоточными. Приточный воздух двумя параллельными потоками обрабатывается в двух базовых центральных кондиционерах. Параметры воздуха, выходящего из каждого кондиционера, различны. Обычно один из них имеет после камеры орошения воздухонагреватель 2-го подогрева, при помощи которого можно получить воздух с высокой температурой, а второй — подает воздух в канал сразу же после камеры орошения, т. е. с более низкой температурой. Далее холодный и горячий воздух по двум параллельным каналам подается к специальному смесительному устройству (смесительному клапану), устанавливаемому для каждого из обслуживаемых помещений или для группы помещений с одинаковым тепловлажностным режимом. В зависимости от требований к параметрам внутреннего воздуха в помещении смесительный клапан меняет соотношение горячего и холодного воздуха в подаваемой смеси.

Вместо двух кондиционеров можно использовать один базовый. В этом случае воздух после обработки в камере орошения вентилятором подается в два канала с регулирующими клапанами. На одном из каналов устанавливают воздухонагреватель. Такая система менее универсальна, поскольку допустимый диапазон изменения тепловлажностного режима в кондиционируемых помещениях существенно сужается.

Двухканальные системы бывают как низкого, так и высокого давления. Применяя систему с высоким давлением, можно значительно уменьшить сечение разводящих каналов вследствие больших скоростей воздушного потока. Для глушения шума смесительные клапаны имеют соответствующую звукоизоляцию или же после них предусматривается установка шумоглушителей. В системах высокого давления следует учитывать значительный нагрев воздуха в вентиляторе (более 3° С).

#### 4.4.5. ЦЕНТРАЛЬНАЯ ВОДОВОЗДУШНАЯ СКВ

Центральная СКВ с эжекционными кондиционерами-доводчиками—водовоздушная система [10] широко применяется в многоэтажных и многокомнатных гражданских зданиях с различным и часто меняющимся тепловлажностным режимом (гостиницы, научно-исследовательские институты, проектные институты и административно-общественные учреждения).

Наружный воздух обрабатывается в центральном базовом кондиционере по прямоточной схеме, затем сетью каналов подается в кондиционируемые помещения к установленным под окнами эжекционным кондиционерам-доводчикам (ЭКД). Выходя из сопел ЭКД со скоростью 12—20 м/с наружный (первичный) воздух эжектирует из помещения рециркуляционный (вторичный) воздух. Рециркуляционный воздух проходит через одно-, двух- или трехрядный теплообменник, по трубкам которого циркулирует холодная или теплая вода, и нагревается либо охлаждается в зависимости от теплового режима в кондиционируемом помещении. Воздушная смесь через приточную решетку поступает в помещение. На одну часть первичного воздуха в зависимости от диаметра сопла может эжектироваться 1,5—3,5 части вторичного воздуха, при этом избыточное давление перед доводчиком должно быть 150—400 Па.

Для расчетов режимов работы ЭКД и центрального кондиционера на  $l-d$  диаграмме строят процессы обработки воздуха. Построение выполняют для

кондиционируемых помещений с наиболее характерными тепло- и влагонзбытками.

Технические показатели ЭКД по воздухопроизводительности оцениваются расходом воздуха и коэффициентом эжекции, который выражается отношением

$$k_3 = (L_{\text{п}} - L_{\text{н}}) / L_{\text{н}}, \quad (4.54)$$

где  $L_{\text{п}}$  и  $L_{\text{н}}$  — расход соответственно приточного и наружного воздуха,  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

Доводчики комплектуют двух- или трехрядным теплообменником. Трехрядный теплообменник состоит из одно- и двухрядного, установленных последовательно по ходу движения воздуха. К сетям тепло- и холодоснабжения теплообменники присоединяют по двух-, трех- и четырехтрубной схемам. Двух-

трубная схема эксплуатируется с пофасадным или групповым включением тепло- и холодоносителя. В ней по одним и тем же трубам может идти как тепло-, так и холодоноситель, т. е. система работает с переключением режимов. Однако система может работать и без переключения. Трех- и четырехтрубная схемы обеспечивают включение тепло- и холодоносителя в любой доводчик. Недостатком

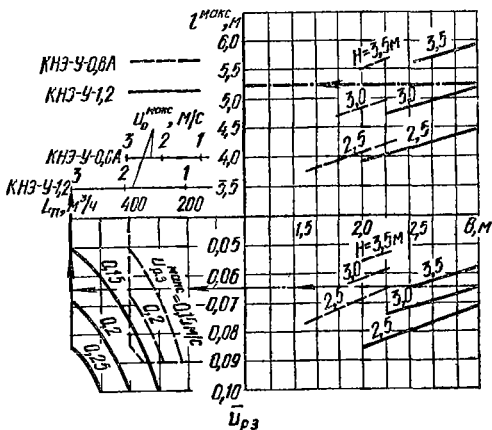


Рис. 4.10. Номограмма для определения глубины проникновения струи и производительности ЭКД.

трехтрубной схемы является смешение в обратном трубопроводе тепло- и холодоносителя. В четырехтрубной схеме однорядный теплообменник присоединяется к двухтрубному контуру горячей воды, а двухрядный — к двухтрубному контуру холодной воды, что обеспечивает полную независимость работы систем тепло- и холодоснабжения.

Кондиционеры-доводчики выпускаются длиной 0,8 и 1,2 м и обозначаются КНЭ-У-0,8А и КНЭ-У-1,2. ЭКД типа КНЭ-У предназначены для встраивания в строительные элементы здания. Кондиционеры-доводчики поставляются с соплами различных диаметров (3,5; 4,5; 5,5 мм).

При подборе ЭКД должны быть обеспечены возможность конструктивного размещения их в подоконном пространстве; потребность кондиционируемых помещений в тепле и холоде; подача наружного воздуха в количестве не менее чем по санитарной норме; допустимые скорости движения воздуха в рабочей зоне; бесшумность работы установленного оборудования.

Типоразмер и количество ЭКД выбирают с учетом конструктивных, аэродинамических и теплотехнических характеристик, а также габаритов обслуживаемого помещения. Высота помещения при размещении ЭКД в подоконном пространстве должна быть не более 3,5 м, а глубина — 6 м. Если глубина помещения значительно больше максимально допустимой, следует применять комбинированные системы с дополнительной подачей воздуха вглубь помещения от отдельной централизованной СКВ.

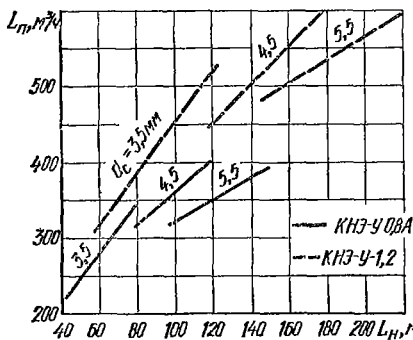
Тип и количество ЭКД, устанавливаемых в помещении, принимают с учетом ширины расчетного модуля,  $m$ , вычисляемой по формуле

$$B = B_{\text{п}} / N, \quad (4.55)$$

где  $B_{\text{п}}$  — ширина помещения,  $m$ ;  $N$  — количество принятых к установке ЭКД.

При ширине расчетного модуля 1,5—2,25 м к установке принимают КНЭ-У-0,8А, при ширине 2—3 м — КНЭ-У-1,2.

При подоконной установке ЭКД количество приточного воздуха  $L_{\text{п}}$  и максимальную глубину проникновения приточной струи в помещение  $l_{\text{макс}}$  определяют по номограмме, представленной на рис. 4.10, в зависимости от ширины расчетного модуля  $B$ , высоты помещения  $H$  и скорости воздуха в рабочей зоне  $u_{\text{р.з}}^{\text{макс}}$ .



Минимальное количество наружного воздуха, подаваемого в помещении системами вентиляции и кондиционирования, определяется санитарными нормами (см. табл. 4.2).

Зная расходы приточного ( $L_{\text{п}}$ ) и наружного ( $L_{\text{н}}$ ) воздуха, по номограмме (рис. 4.11) подбирают диаметр установленных в ЭКД сопел с последующим уточнением этих рас-

ходов. Аэродинамическое сопротивление ЭКД, Па, определяется по формуле

$$H_a = S_a l_{\text{н}}^2, \quad (4.56)$$

где  $S_a$  — удельная аэродинамическая характеристика сопротивления ЭКД, Па · ч<sup>2</sup>/м<sup>6</sup> (табл. 4.8).

С целью уменьшения теплообмена на внутренней поверхности оконного стекла перья приточной решетки следует направлять от окна вглубь помещения под углом 70° к горизонту.

Устойчивое настиание приточной струи на потолок помещения возможно, если критерий Архимеда  $Ar_0$ , определенный в зависимости от ассимиляционной разности температур, не будет превышать допустимого значения  $Ar_0^{\text{кр}}$ .

Таблица 4.8. Значения удельных аэродинамических ( $S_a$ ) и гидравлических ( $S_r$ ) характеристик сопротивления ЭКД

Марка ЭКД	$S_a$ , Па · ч <sup>2</sup> /м <sup>6</sup> , при диаметре сопла $d_c$ , мм			$S_r$ , Па · ч <sup>2</sup> /кг <sup>2</sup> , для теплообменников	
	3,5	4,5	5,5	однорядных	двухрядных
КНЭ-У-0,8А	0,049	0,016	0,007	0,055	0,1
КНЭ-У-1,2	0,017	0,0071	0,0031	0,077	0,16

Ассимиляционная разность температур в летний период, °С, определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{ас}}^{\text{л}} = \frac{3,6 Q_{\text{я}}^{\text{макс}}}{N L_{\text{п}} \rho c_{\text{в}}}, \quad (4.57)$$

где  $L_{\text{п}}$  — расход приточного воздуха (на один ЭКД), м<sup>3</sup>/ч;  $Q_{\text{я}}^{\text{макс}}$  — максимальные теплоизбытки по явному теплу в обслуживаемом помещении, Вт;  $N$  — количество ЭКД;  $\rho$  — плотность приточного воздуха, принимаемая равной 1,2 кг/м<sup>3</sup>;  $c_{\text{в}}$  — удельная массовая теплоемкость приточного воздуха, принимаемая равной 1 кДж/(кг · К).

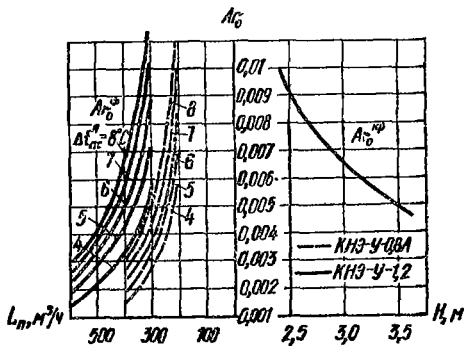
Критическое значение критерия Архимеда  $Ar_0^{\text{кр}}$  определяется по правой части номограммы (рис. 4.12) в зависимости от высоты помещения, а фактиче-

ское значение  $Ar_0^\Phi$  — по левой части номограммы в зависимости от значений  $\Delta t_{ac}^\Pi$  и  $L_{\Pi}$ .

При  $Ar_0^\Phi > Ar_0^{кр}$  приточная струя не достигает потолка и падает в рабочую зону вблизи ЭКД. Для уменьшения  $Ar_0^\Phi$  следует либо увеличить производительность ЭКД по приточному воздуху, следя за скоростью воздуха в рабочей зоне, либо уменьшить избытки тепла в помещении. Если эти меры не приводят к желаемым результатам, следует применить комбинированную СКВ.

Соответствие фактической максимальной скорости движения воздуха в рабочей (обслуживаемой) зоне нормированным значениям, приведенным в табл. 4.1, проверяется следующим образом.

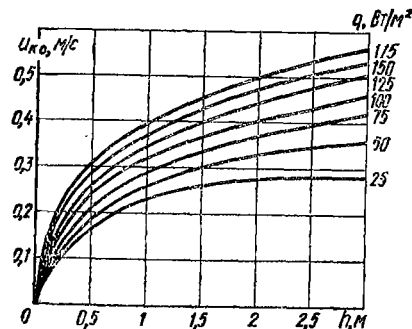
Рис. 4.12. Номограмма для определения критериев Архимеда  $Ar_0$  и  $Ar_0^{кр}$ .



Задаваясь скоростью воздуха в рабочей (обслуживаемой) зоне  $u_{p,3}^{макс}$  по номограмме (см. рис. 4.10) определяют максимальную скорость воздуха в профиле струи  $u_0^{макс}$ . Относительную скорость воздуха в рабочей зоне вычисляют по формуле

$$\bar{u}_{p,a} = u_{p,3}^{макс} / u_0^{макс}. \quad (4.58)$$

Конвективные потоки от оконных проемов в летнем режиме увеличивают скорость движения приточных струй, а в зимнем — уменьшают. Влияние конвективных потоков на скорость движения воздуха в рабочей зоне учитывают с помощью поправок, вычисляемых отдельно для зимнего и летнего режимов.



Для определения величины поправок необходимо вычислить величину удельного конвективного потока от окна, Вт/м<sup>2</sup>:

$$q_k^3 = Q_{ок}^3 / F_{ок}; \quad (4.59)$$

$$q_k^\Pi = Q_{ок}^\Pi / F_{ок}; \quad (4.60)$$

Рис. 4.13. Номограмма для определения скорости конвективного потока от оконных проемов.

где  $Q_{ок}^3$  и  $Q_{ок}^\Pi$  — соответственно теплопотери зимой и теплоприток летом, Вт, через площадь окна  $F_{ок}$ , м<sup>2</sup>, приходящуюся на расчетный модуль.

По найденным значениям  $q_k^3$  и  $q_k^\Pi$  в зависимости от высоты окна  $h$  определяют (рис. 4.13) скорость конвективных потоков от охлажденного ( $u_{к,о}^3$ ) и нагретого ( $u_{к,о}^\Pi$ ) оконного стекла.



Таблица 4.9. Значения коэффициента  $k$ 

Удельные показатели производительности теплообменника	Схема присоединения	
	Двухрядный теплообменник на холодной воде, а однорядный — на горячей	Двухрядный теплообменник на горячей воде, а однорядный — на холодной
$A_T$	0,64	0,95
$A_{Т.К}$	0,4	0,95
$A_{ОХ}$	0,95	0,64

Примечание. Значения коэффициента  $k$  относятся к варианту, когда первым по ходу движения рециркуляционного воздуха установлен однорядный теплообменник.

Относительную скорость конвективных потоков рассчитывают по формулам

$$\bar{u}_{к.о}^з = u_{к.о}^з / u_{о}^{\max}; \quad (4.61)$$

$$\bar{u}_{к.о}^л = u_{к.о}^л / u_{о}^{\max}. \quad (4.62)$$

Фиктивное расстояние, величина которого зависит от ширины и высоты окна,

$$\bar{x}_0 = \sqrt{\frac{(B - l_0) h}{2 l d_{\text{усл}}^2}}, \quad (4.63)$$

где  $B$ ,  $l_0$  и  $h$  — соответственно ширина расчетного модуля, длина приточного отверстия и высота окна, м;  $d_{\text{усл}}$  — условный диаметр приточного отверстия, м.

Для КНЭ-У-0,8А принимаем  $l_0 = 0,8$  м и  $d_{\text{усл}} = 0,28$  м, для КНЭ-У-1,2 —  $l_0 = 1,2$  м и  $d_{\text{усл}} = 0,35$  м.

Таблица 4.10 Значения удельного показателя  $A_{Т.К}$  в двухрядном

Расход воды $G_{\text{в}}$ , кг/ч	КНЭ-У-0,8А при $(T_{\text{в}1} - t_{\text{в}})$ , °С									
	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
10	3	3,1	3,3	3,4	3,5	3,6	3,8	4	4,1	4,2
20	4,1	4,2	4,4	4,7	4,9	5,1	5,3	5,7	5,9	6,3
30	4,8	5	5,3	5,6	5,9	6,3	6,6	7	7,4	7,8
40	5,3	5,7	6	6,4	6,9	7,2	7,7	8,1	8,6	9,2
50	5,9	6,3	6,7	7,1	7,6	8,1	8,6	9,2	9,8	10,4
60	6,4	6,9	7,3	7,8	8,3	8,8	9,4	10,1	10,8	11,5
70	6,9	7,3	7,8	8,4	9	9,5	10,2	10,9	11,7	12,6
80	7,2	7,7	8,3	8,8	9,5	10,2	10,9	11,7	12,6	13,5
90	7,6	8,1	8,7	9,4	10,1	10,8	11,6	12,6	13,5	14,4
100	7,9	8,5	9,2	9,9	10,6	11,4	12,3	13,3	14,2	15,4
110	8,3	8,6	9,5	10,4	11	12	12,9	14	15	16,2
120	8,5	9,2	9,9	10,7	11,6	12,4	13,5	14,5	15,7	17
130	8,8	9,5	10,4	11,2	12	13	14,1	15,2	16,4	17,8
140	9,1	9,9	10,7	11,5	12,4	13,5	14,6	15,8	17,1	18,5
150	9,3	10,1	10,9	11,9	12,9	14	15,1	16,4	17,8	19,2
160	9,6	10,5	11,3	12,2	13,3	14,4	15,6	17	18,4	20
170	9,9	10,7	11,6	12,6	13,7	14,9	16,2	17,6	19	20,6
180	10,1	10,9	11,9	12,9	14,1	15,2	16,6	18	19,5	21,3
190	10,4	11,2	12,2	13,3	14,4	15,7	17,1	18,6	20,2	22
200	10,6	11,5	12,4	13,6	14,8	16	17,6	19,1	20,8	22,6
210	10,7	11,7	12,8	14	15,1	16,5	18	19,5	21,3	23,3
220	10,9	12	13	14,2	15,5	16,9	18,4	20,1	21,9	23,8
230	11,2	12,2	13,3	14,5	15,8	17,2	18,8	20,6	22,4	24,4
240	11,4	12,4	13,6	14,8	16,2	17,7	19,2	21	22,9	25
250	11,5	12,7	13,8	15,1	16,5	18	19,6	21,5	23,5	25,6

Если ширина окна в расчетном модуле меньше ширины модуля, то в формулу (4.63) вместо ширины модуля подставляют ширину окна.

Относительная скорость конвективного потока, движущегося в горизонтальном направлении (летом — вдоль потолка, зимой — вдоль пола), в конце пути приточной струи определяется по формулам

$$u_{к.г}^л = \frac{0,67\bar{u}_{к.г}^л \bar{x}_0 d_{усл}}{\bar{x}_0 d_{усл} + l^{макс}}; \quad (4.64)$$

$$\bar{u}_{к.г}^з = \frac{0,67\bar{u}_{к.г}^з \bar{x}_0 d_{усл}}{\bar{x}_0 d_{усл} + l^{макс} + h_d}, \quad (4.65)$$

где  $h_d$  — высота подоконника, м.

Поправка к максимальной скорости в рабочей (обслуживаемой) зоне, обусловленная неизотермичностью режима, вычисляется по формулам

$$\Delta\bar{u}_{р.з}^л = \frac{\varepsilon\bar{u}_{к.г}^л l^{макс}}{\sqrt{16(l^{макс})^2 + (B + l_0)^2}}; \quad (4.66)$$

$$\Delta\bar{u}_{р.з}^з = \frac{\delta\bar{u}_{к.г}^з (l^{макс} + h_d)}{\sqrt{16(l^{макс} + h_d)^2 + (B + l_0)^2}}. \quad (4.67)$$

Если ширина окна в расчетном модуле меньше ширины модуля, то в формулах (4.66) и (4.67) вместо ширины модуля подставляют ширину окна.

Фактические максимальные скорости движения воздуха в рабочей (обслуживаемой) зоне для расчетных режимов определяются по формулам

$$u_{р.з}^{макс.л} = (\bar{u}_{р.з}^{макс} + \Delta\bar{u}_{р.з}^л) u_0^{макс.}; \quad (4.68)$$

$$u_{р.з}^{макс.з} = (\bar{u}_{р.з}^{макс} - \Delta\bar{u}_{р.з}^з) u_0^{макс.}. \quad (4.69)$$

теплообменнике, Вт·м<sup>2</sup>/(кг К) (режим естественной конвекции)

КНЭ-У-1.2 при ( $T_{w_1} - t_B$ ), °С									
30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
3,6	3,8	4	4,1	4,2	4,4	4,5	4,8	4,9	5,1
5,1	5,3	5,7	5,9	6,3	6,5	6,9	7,2	7,6	7,9
6,3	6,6	7	7,4	7,8	8,3	8,7	9,2	9,8	10,2
7,2	7,7	8,1	8,6	9,2	9,8	10,4	10,9	11,6	12,3
8,1	8,6	9,2	9,8	10,4	11	11,7	12,6	13,4	14,2
8,8	9,4	10,1	10,8	11,5	12,3	13,1	14,1	15	15,9
9,5	10,2	10,9	11,7	12,6	13,5	14,4	15,4	16,5	17,7
10,2	10,9	11,7	12,6	13,5	14,5	15,6	16,7	17,9	19,2
10,8	11,6	12,6	13,5	14,4	15,6	16,7	17,9	19,3	20,7
11,4	12,3	13,3	14,2	15,4	16,5	17,8	19,1	20,6	22,2
12	12,9	14	15	16,2	17,4	18,8	20,2	21,9	23,6
12,4	13,5	14,5	15,7	17	18,4	19,8	21,4	23	24,9
13	14,1	15,2	16,4	17,8	19,2	20,7	22,4	24,2	26,2
13,5	14,6	15,8	17,1	18,5	20	21,6	23,5	25,4	27,4
14	15,1	16,4	17,8	19,2	20,8	22,6	24,4	26,5	28,7
14,4	15,6	17	18,4	20	21,6	23,5	25,5	27,6	29,9
14,9	16,2	17,6	19	20,6	22,4	24,3	26,4	28,6	31,2
15,2	16,6	18	19,5	21,3	23,1	25,4	27,3	29,7	32,2
16,7	17,1	18,6	20,2	22	23,8	27,1	28,3	30,7	33,4
18	17,6	19,1	20,8	22,6	24,6	26,7	29,2	31,7	34,5
16,5	18	19,5	21,3	23,3	25,4	27,6	30	32,7	35,6
16,9	18,4	20,1	21,9	23,8	25,9	28,4	30,9	33,7	36,8
17,2	18,8	20,6	22,4	24,4	26,6	29,1	31,7	34,6	37,8
17,7	19,2	21	22,9	25	27,3	29,8	32,6	35,6	38,8
18	19,6	21,5	23,5	25,6	28	30,6	33,4	36,5	39,9

Таблица 4.11. Значения удельного показателя  $A_T$  в

Рвсход воды $G_w$ , кг/ч	КНЭ-У-0,8А								
	Количество первичного (наружного) воздуха								
	48	72	96	96	120	144	120	150	180
	$d_c = 3,5$ мм			$d_c = 4,5$ мм			$d_c = 5,5$ мм		
10	4,4	5	5,6	5,2	5,5	5,7	5	5,1	5,2
20	6,5	7,7	9	8,1	8,6	9,1	7,8	8	8,3
30	8,3	9,9	11,7	10,6	11,3	12	10	10,4	10,8
40	9,8	11,9	14,3	12,8	13,7	14,6	12	12,6	13
50	11	13,6	16,7	14,9	15,9	17	13,8	14,4	15,1
60	12,3	15,2	19	16,7	17,9	19,3	15,6	16,3	17
70	13,4	16,7	21	18,5	19,9	21,4	17,1	17,9	18,7
80	14,5	18,3	22,7	20,1	21,7	23,5	18,6	19,5	20,5
90	15,5	19,6	24,9	21,7	23,5	25,5	20,1	21	22,1
100	16,5	21	26,7	23,3	25,2	27,4	21,5	22,6	23,7
110	17,4	22,3	28,6	24,8	26,9	29,2	22,8	24	25,2
120	18,3	23,6	30,4	26,2	28,5	31	24,1	25,4	26,7
130	19,2	24,8	32	27,6	30,1	32,8	25,4	26,7	28,1
140	20	25,9	33,7	29	31,6	34,5	26,6	28	29,5
150	20,8	27,1	35,4	30,4	33,1	36,2	27,8	29,3	30,9
160	21,6	28,3	36,9	31,6	34,5	37,8	29	30,6	32,2
170	22,3	29,3	38,5	32,9	35,9	39,4	30	31,7	33,6
180	23,1	30,4	40	34,1	37,4	40,9	31,2	32,9	34,9
190	23,8	31,4	41,5	35,4	38,7	42,6	32,2	34,1	36,2
200	24,5	32,4	42,9	36,5	40,1	44,1	33,3	35,2	37,3
210	25,2	33,5	44,4	37,7	41,4	45,6	34,3	36,4	38,6
220	25,9	34,4	45,8	38,8	42,8	47	35,4	37,4	39,8
230	26,6	35,5	47,2	40	44,1	48,5	36,4	38,6	40,9
240	27,2	36,4	48,6	41,2	45,4	49,9	37,3	39,7	42,1
250	27,9	37,3	50	42,2	46,5	51,4	38,4	40,7	43,3

Если полученные значения скоростей воздуха соответствуют приведенным в табл. 4.1, расчет считается законченным. В противном случае расчет повторяют, задавая другим значением  $u_{p,3}^{\max}$ .

Тепловую производительность поверхностных теплообменников ЭКД рассчитывают по опытным данным с использованием удельных показателей тепловой производительности: в режиме естественной конвекции —  $A_{T,K}$ , в режиме вынужденного движения воздуха —  $A_T$ , Вт · м<sup>3</sup>/(кг · К). В пересчете на двухрядный теплообменник

$$A_T (A_{T,K}) = \frac{Q_T}{1,2 (T_{w1} - t_B) k}, \quad (4.70)$$

где  $Q_T$  — тепловая нагрузка на воздухонагреватель, Вт;  $T_{w1}$  — температура теплоносителя на входе в теплообменник, °С;  $t_B$  — температура рециркуляционного воздуха на входе в воздухонагреватель, °С; 1,2 — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $k$  — коэффициент, учитывающий схему присоединения теплообменников в четырехтрубной системе (табл. 4.9).

Значения  $A_T$  и  $A_{T,K}$  приведены в табл. 4.10 и 4.11.

Удельные показатели холодопроизводительности двухрядных теплообменников в режиме вынужденного движения воздуха (табл. 4.12) определяют по формуле

$$A_{ox} = \frac{Q_{ox}}{1,2 (t_B - t_{w1}) k}, \quad (4.71)$$

где  $Q_{ox}$  — охладительная нагрузка теплообменника, Вт;  $t_{w1}$  — температура холодоносителя на входе в теплообменник, °С.

ка)  $G_{\text{н}}$ , кг/ч, проходящего через сопло

96	120	144	144	180	216	187	233	270
$d_c = 3,5 \text{ мм}$			$d_c = 4,5 \text{ мм}$			$d_c = 5,5 \text{ мм}$		
5,6	6	6,5	5,9	6,3	6,5	6	6,2	6,3
9	9,9	10,8	9,8	10,4	11	9,9	10,2	10,5
11,9	13,1	14,6	13	14	15	13,3	13,7	14,1
14,4	16,2	18,1	16	17,2	18,6	16,3	17	17,4
16,9	19	21,4	18,7	20,2	22	19,2	20	20,6
19,1	21,6	24,5	21,3	23,1	25,1	21,9	22,8	23,5
21,2	24,1	27,4	23,8	25,9	28,3	24,3	25,5	26,3
23,1	26,5	30,4	26,2	28,6	31,3	26,7	28	29
25,1	28,8	33,1	28,5	31,2	34,2	29,2	30,6	31,6
27	31	35,8	30,7	33,6	37	31,4	33	34,2
28,8	33,3	38,5	32,8	36	39,7	33,6	35,4	36,6
30,6	35,5	41	34,9	38,5	42,3	35,8	37,7	39,1
32,3	37,4	43,5	37	40,8	45	37,9	40	41,4
34	39,5	46	39	43	47,6	40	42,2	43,7
35,6	41,5	48,5	40,9	45,2	50,1	42	44,3	46
37,2	43,5	50,8	42,8	47,4	52,6	44,1	46,4	48,3
38,8	45,5	53,1	44,8	49,7	55	45,9	48,5	50,5
40,4	47,3	55,5	46,5	51,8	57,4	47,9	50,6	52,6
41,9	49,2	57,8	48,4	53,8	59,8	49,8	52,7	54,8
43,4	51,1	60	50,2	55,8	62,2	51,6	54,7	56,9
44,8	52,8	62,2	52	57,9	64,5	53,5	56,6	58,8
46,3	54,5	64,4	53,7	59,9	66,8	55,4	58,6	60,9
47,7	56,4	66,6	55,5	61,9	69,1	57,1	60,5	62,9
49,1	58	68,7	57,1	63,8	71,3	58,8	62,3	65
50,5	59,8	70,8	58,8	65,7	73,5	60,6	64,3	67

В результате расчета теплообменников определяют расход воды и ее конечную температуру.

Температуру холодной воды на входе в теплообменник  $t_{w1}$  во избежание выпадания влаги из рециркуляционного воздуха рекомендуется принимать по упрощенной зависимости

$$t_p - t_{w1} \leq 2, \quad (4.72)$$

где  $t_p$  — температура точки росы рециркуляционного воздуха, °С.

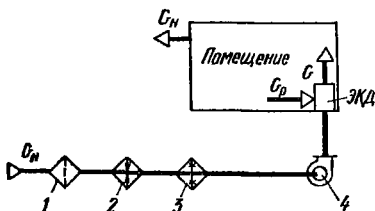
Гидравлическое сопротивление теплообменников, Па, определяют по формуле

$$p_r = S_r G^2, \quad (4.73)$$

где  $S_r$  — удельная гидравлическая характеристика сопротивления теплообменника, Па · ч²/кг², принимаемая по табл. 4.8;  $G$  — расход воды, кг/ч.

Рис. 4.14. Структурная схема центральной водовоздушной СКВ:

1 — фильтр; 2 — воздухонагреватель; 3 — камера орошения; 4 — вентиляторный агрегат кондиционера.



Пример. В административном здании проектируется система кондиционирования с ЭКД (рис. 4.14). Произвести подбор ЭКД для типового помещения шириной  $B_n = 6 \text{ м}$ , глубиной  $l_n = 6 \text{ м}$ , высотой  $H = 3 \text{ м}$ . Остекление ленточное, высота подоконника  $h_d = 0,7 \text{ м}$ , высота окна  $h = 2,3 \text{ м}$ . В помещении находится 8 человек. Внутренние тепловыделения составляют 400 Вт. Теплотепери

Таблица 4.12. значения удельного показателя  $L_{ок}$ 

Расход воды $G_w$ , кг/ч	КНЭ-У-0,8А								
	Количество первичного (внешнего) воз								
	48	72	96	96	120	144	120	150	182
	$d_c = 3,5$ мм			$d_c = 4,5$ мм			$d_c = 5,5$ мм		
40	6,5	6,6	7,3	8,1	8,5	8,8	7,9	8,1	8,4
50	6,6	7,4	8,3	9,1	9,5	10	9	9,2	9,5
60	7,2	8	9,1	10	10,5	11	9,8	10,1	10,5
70	7,7	8,7	9,8	10,8	11,4	12	10,7	11	11,4
80	8,1	9,2	10,5	11,6	12,2	12,9	11,4	11,9	12,2
90	8,6	9,8	11	12,4	13	13,7	12,1	12,6	13
100	9,1	10,2	11,6	13,1	13,8	14,5	12,8	13,3	13,7
110	9,4	10,7	12,2	13,8	14,5	15,4	13,5	14	14,5
120	9,8	11,2	12,8	14,4	15,2	16,2	14,1	14,6	15,2
130	10,1	11,6	13,3	15	15,9	16,9	14,6	15,2	15,8
140	10,5	12	13,8	15,7	16,5	17,6	15,2	15,9	16,5
150	10,8	13,4	14,3	16,3	17,2	18,3	15,8	16,5	17,1
160	11,2	12,8	14,8	16,7	17,8	18,8	16,4	17,1	17,7
170	11,4	13,1	15,2	17,3	18,4	19,5	16,9	17,6	18,4
180	11,7	13,5	15,6	17,9	19	20,1	17,4	17,9	18,8
190	12	14	16	18,4	19,5	20,7	17,9	18,6	19,4
200	12,3	14,2	16,5	18,8	20,1	21,3	18,4	19,2	20
210	12,6	14,5	16,9	19,4	20,6	21,9	18,8	19,6	20,5
220	12,8	14,9	17,3	19,9	21,2	22,4	19,3	20,1	21
230	13,1	15,2	17,7	20,4	21,6	23	19,8	20,7	21,5
240	13,4	15,5	18	20,8	22,1	23,6	20,2	21,2	22,1
250	13,6	15,8	18,4	21,3	22,7	24,1	20,7	21,6	22,6
260	13,8	16,2	18,8	21,6	23,1	24,6	21	22	23
270	14,1	16,4	19,2	22,1	23,6	25,1	21,5	22,4	23,5
280	14,3	16,7	19,5	22,6	24,1	25,7	22	22,9	24
290	14,5	17	19,9	22,9	24,5	26,2	22,3	23,4	24,4
300	14,8	17,2	20,2	23,4	25	26,6	22,7	23,7	24,9
310	15	17,6	20,5	23,8	25,4	27,1	23,1	24,2	25,2
320	15,1	17,8	20,8	24,2	25,8	27,6	23,5	24,5	25,7
330	15,4	18	21,2	24,5	26,3	28	23,8	25	26,2
340	15,6	18,3	21,5	25	26,7	28,5	24,3	25,4	26,6
350	15,8	18,6	21,9	25,4	27,1	29	24,6	25,8	27

помещения в зимний период  $Q_T = 2000$  Вт, из них через окна  $Q_{ок}^s = 1700$  Вт. В летний период теплоприток через окна  $Q_{ок}^л = 1400$  Вт. Система тепло- и холодоснабжения — четырехтрубная.

Расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха приведены в табл. 4.13.

Согласно табл. 2.24 тепло- и влажопоступления от людей в помещение в летний и зимний периоды составляют (с округлением до 10 Вт):

$$Q_{п.л}^3 = 139 \cdot 8 = 1110 \text{ Вт};$$

$$Q_{я.л}^3 = 93 \cdot 8 = 740 \text{ Вт};$$

$$W_{л}^3 = 70 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 0,56 \text{ кг/ч};$$

$$Q_{п.л}^л = 139 \cdot 8 = 1110 \text{ Вт};$$

$$Q_{я.л}^л = 65 \cdot 8 = 520 \text{ Вт};$$

$$W_{л}^л = 98 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 0,78 \text{ кг/ч}.$$

Задаваясь количеством ЭКД, по формуле (4.55) определяем ширину расчетного модуля: при  $N = 2$   $B = 6/2 = 3$  м; при  $N = 3$   $B = 6/3 = 2$  м. Таким образом, к установке можно принять два доводчика КНЭ-У-1,2 или три КНЭ-У-0,8А.

в двухрядном теплообменнике Вт м<sup>3</sup>/(кг К)

КНЭ-У-1,2

духа  $G_{\text{н}}$ , кг/ч, проходящего через сопло

96	120	144	144	180	216	182	233	270
$d_c = 3,5 \text{ мм}$			$d_c = 4,5 \text{ мм}$			$d_c = 5,5 \text{ мм}$		
11,3	12,2	13,3	12,8	13,6	14,4	11,6	12,8	13,8
12,9	14,1	15,4	14,8	15,8	16,9	13,4	14,9	16
14,5	15,8	17,3	16,6	17,8	19,1	14,9	16,7	18,1
15,9	17,4	19,2	18,4	19,8	21,3	16,4	18,5	20,1
17,3	19,1	20,9	20	21,5	23,3	17,9	20,1	22
18,6	20,6	22,7	21,6	23,4	25,2	19,2	21,7	23,7
19,9	22	24,3	23,1	25	27,1	20,6	23,4	25,5
21	23,4	25,8	24,5	26,6	29	21,9	24,8	27,2
22,2	24,6	27,3	26	28,3	30,7	23	26,3	28,8
23,4	25,9	28,8	27,4	29,8	32,4	24,2	27,7	30,4
24,4	27,2	30,2	28,7	31,3	34,1	25,4	29,1	32
25,5	28,5	31,6	30,1	32,8	35,7	26,5	30,4	33,5
26,5	29,7	33	31,4	34,2	37,3	27,6	31,6	34,9
27,6	30,8	34,4	32,6	35,6	39	28,6	32,9	36,4
28,6	32	35,7	33,8	37	40,5	29,7	34,2	37,8
29,5	33	37	35	38,4	42	30,7	35,5	39,2
30,5	34,2	38,3	36,3	39,8	43,5	31,6	36,6	40,6
31,4	35,2	39,5	37,4	41	45	32,7	37,8	41,9
32,3	36,3	40,8	38,5	42,3	46,4	33,6	39	43,3
33,3	37,3	42	39,7	43,6	47,9	34,5	40,1	44,5
34,1	38,4	43,3	40,8	44,9	49,3	35,5	41,3	45,8
35	39,4	44,4	41,9	46	50,7	36,4	42,3	47,1
35,8	40,4	45,6	42,9	47,3	52,1	37,3	43,5	48,4
36,6	41,4	46,8	44,1	48,5	53,1	38,1	44,5	49,7
37,4	42,3	47,8	45,1	49,7	54,8	39,1	45,6	50,8
38,3	43,3	49	46,2	50,8	56,1	39,9	46,6	52
39,1	44,3	50	47,1	52	57,4	40,8	47,7	53,3
39,9	45,2	51,2	48,1	53,1	58,7	41,6	48,7	54,4
40,7	46,2	52,2	49,2	54,3	60	42,4	49,8	55,6
41,5	47	53,3	50,1	55,5	61,3	43,3	50,8	56,8
42,2	47,9	54,3	51,2	56,5	62,6	44,1	51,8	57,9
43	48,8	55,5	52,1	57	63,7	44,9	52,8	59,1

По номограмме (рис. 4.10) находим, что для КНЭ-У-1,2 глубина проникновения приточной струи  $l_{\text{макс}} = 5,25 \text{ м}$ , а для КНЭ-У-0,8А  $l_{\text{макс}} = 4,8 \text{ м}$ . Выбираем вариант с двумя доводчиками КНЭ-У-1,2, так как приточная струя глубже проникает в помещение.

Задаваясь максимальной скоростью движения воздуха  $u_{\text{р.з}}^{\text{макс}} = 0,19 \text{ м/с}$ , при заданных  $B = 3 \text{ м}$  и  $H = 3 \text{ м}$  для одного КНЭ-У-1,2 по номограмме (рис. 4.10) находим  $\bar{u}_{\text{р.з}} = 0,064$ ,  $L_{\text{п}} = 600 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $u_0^{\text{макс}} = 3 \text{ м/с}$ .

Санитарная норма расхода наружного воздуха на один ЭКД с учетом его подачи 40–60 м<sup>3</sup>/(ч · чел.)

$$L_{\text{н}}^{\text{сан}} = \frac{(40 + 60) \cdot 8}{2} = 160 + 240 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По номограмме (рис. 4.11) подбираем диаметр сопел  $d_c = 4,5 \text{ мм}$  для  $L_{\text{п}} = 600 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $L_{\text{н}} = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$ , что соответствует санитарной норме.

Аэродинамическое сопротивление ЭКД определяем по формуле (4.56) с учетом табл. 4.8:

$$H_a = 0,0071 \cdot 180^2 = 230 \text{ Па}.$$

По формуле (4.57) ассимиляционная разность температур в летний период

$$\Delta t_{\text{ас}}^{\text{л}} = \frac{3,6 \cdot (1400 + 400 + 520)}{1,2 \cdot 2 \cdot 600 \cdot 1} = 5,8^\circ \text{ С}.$$

Т а б л и ц а 4.13. Расчет воздухообмена и нагрузок на один ЭКД типа КНЭ-У-1,2

Наименование показателей	Источник, расчетная формула	Зимний период	Летний период
Расчетные параметры наружного воздуха:			
$t_{н'}$ , °С		-24	31
$I_{н'}$ , кДж/кг	СНиП II-33-75	-23	57,4
$d_{н'}$ , г/кг	Табл. 1.5	0,4	10,3
$\Phi_{н'}$ , %		70	37
Расчетные параметры внутреннего воздуха:			
$t_{в'}$ , °С		20	24
$I_{в'}$ , кДж/кг	СНиП II-84-78	40,7	47,8
$d_{в'}$ , г/кг		8,2	9,3
$\Phi_{в'}$ , %		55	50
Внутренний объем помещений $V$ , м <sup>3</sup>	По заданию	54	54
Количество человек $n$	» »	4	4
Полное количество тепла, выделяемого людьми, $Q_{л'}$ , Вт	Табл. 2,24; $Q_{л'} = qn$	555	555
Теплопоступления от солнечной радиации $Q_{с.р.}$ , Вт	По расчету	—	700
Теплопоступления от технологического оборудования $Q_{т.о.}$ , Вт	» »	50	50
Теплопоступления от искусственного освещения $Q_{и.о.}$ , Вт	» »	150	150
Теплопотери помещения, не компенсируемые системой отопления, $Q_{т.п.}$ , Вт	» »	1000	—
Влаговыделения от людей $W_{л'}$ , кг/ч	Табл. 2.24	0,28	0,39
Влаговыделения от технологического оборудования $W_{т.о.}$ , кг/ч	По расчету	—	—
Допустимый перепад температур внутреннего и приточного воздуха $\Delta t_{доп.}$ , °С	По расчету воздухоу раздачи	8	8
Избыточные тепловыделения $Q$ , Вт	$Q = Q_{л'} + Q_{с.р.} +$ $+ Q_{т.о.} + Q_{и.о.} - Q_{т.п.}$	-245	1455
Избыточные влаговыделения $W$ , кг/ч	$W = W_{л'} + W_{т.о.}$ (4.24)	0,28	0,39
Угловой коэффициент луча процесса для помещения $\epsilon$ , кДж/кг		-3150	13 400
Параметры приточного воздуха:			
$t_{п'}$ , °С	(4.34), (4.36);	22,3	18,2
$I_{п'}$ , кДж/кг	$I - d$ -диаграмма	42,1	40,5
$d_{п'}$ , г/кг		7,8	8,8
$\Phi_{п'}$ , %		45	67
Параметры рециркуляционного воздуха:			
$t_{р'}$ , °С	По расчету	20	24
$I_{р'}$ , кДж/кг		40,7	47,8
$d_{р'}$ , г/кг		8,2	9,3
$\Phi_{р'}$ , %		55	50
Расход приточного (вентиляционного) воздуха $G$ , кг/ч	Рис 4.10; $G = L_{п'}\rho$	720	720
Кратность воздухообмена $k_p$ , ч <sup>-1</sup>	(4.15)	11,1	11,1
Расход наружного воздуха $G_{н'}$ , кг/ч	Рис. 4.11; $G_{н'} = L_{п'}\rho$	216	216
Расход рециркуляционного воздуха $G_{р'}$ , кг/ч	$G_{р'} = G - G_{н'}$	504	504
Действительный перепад температур внутреннего и приточного воздуха $\Delta t$ , °С	$\Delta t =  t_{п'} - t_{в} $	2,3	5,8
Параметры воздуха после обработки в камере орошения:			
$t_{к.о.}$ , °С		9,1	10,5
$I_{к.о.}$ , кДж/кг	$I - d$ -диаграммв	26,8	29,2
$d_{к.о.}$ , г/кг		6,9	7,6
$\Phi_{к.о.}$ , %		95	95

Наименование показателей	Источник, расчетная формула	Зимний период	Летний период
Параметры наружного воздуха до ЭКД:	$I - d$ -диаграмма	10,1	11,5
$t_{п}^{\circ}$ , °С			
$I_{п}^{\circ}$ , кДж/кг			
$d_{п}^{\circ}$ , г/кг			
$\Phi_{п}^{\circ}$ , %			
Параметры воздуха после теплообменника ЭКД:	»	27,6	21,2
$t_{с}^{\circ}$ , °С			
$I_{с}^{\circ}$ , кДж/кг			
$d_{с}^{\circ}$ , г/кг			
$\Phi_{с}^{\circ}$ , %			
Параметры воздуха после воздухонагревателя 1-го подогрева:	»	25,8	—
$t_{1}^{\circ}$ , °С			
$I_{1}^{\circ}$ , кДж/кг			
$d_{1}^{\circ}$ , г/кг			
$\Phi_{1}^{\circ}$ , %			
Охлаждающая мощность камеры орошения $Q_{к.о}$ , Вт	$Q_{к.о} =$ $= 0,278 G_{п} (I_{п} - I_{к.о})$	—	1330
Тепловая нагрузка воздухонагревателя 1-го подогрева $Q_{1}$ , Вт	$Q_{1} =$ $= 0,278 G_{п} (I_{1} - I_{п})$	2990	—
Количество воды, испаряющейся (конденсирующейся) в камере орошения $W_{к.о}$ , кг/ч	$W_{к.о} =$ $= G_{п} (d_{к.о} - d_{п}) 10^{-3}$	1,36	-0,584
Охлаждающая мощность теплообменника ЭКД $Q_{ох}$ , Вт	$Q_{ох} = 0,278 G_{р} \times$ $\times (I_{в} - I_{с})$	—	392
Тепловая нагрузка теплообменника ЭКД в режиме естественной циркуляции (при 15° С) $Q_{ЭКД}^{ест}$ , Вт	$Q_{ЭКД}^{ест} =$ $= Q_{тп} \frac{15 - t_{п}}{t_{в} - t_{п}}$	890	—
Тепловая нагрузка теплообменника ЭКД в режиме вынужденного движения $Q_{ЭКД}^{вын}$ , Вт	$Q_{ЭКД}^{вын} = 0,278 \times$ $\times G_{р} (I_{с} - I_{в})$	1060	—

По номограмме (рис. 4.12) определяем критерии Архимеда:  $Ar_0^{\Phi} = 0,0021$ ;  $Ar_0^{кр} = 0,0065$ . Поскольку  $Ar_0^{\Phi} > Ar_0^{кр}$ , то обеспечивается устойчивое настиление приточной струи на потолок.

По формулам (4.59) и (4.60) определяем удельные конвективные потоки от окна в летний и зимний периоды:

$$q_{к}^{\Phi} = 1400/6 \cdot 2,3 = 101 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_{к}^{\Phi} = 1700/6 \cdot 2,3 = 123 \text{ Вт/м}^2.$$

Максимальную скорость конвективного потока от окна находим по номограмме (рис. 4.13), а его относительную скорость — по формулам (4.61) и (4.62):

$$u_{к.о}^{\Phi} = 0,43 \text{ м/с}; \quad u_{к.о}^{\Phi} = 0,47 \text{ м/с};$$

$$\bar{u}_{к.о}^{\Phi} = 0,43/3 = 0,143; \quad \bar{u}_{к.о}^{\Phi} = 0,47/3 = 0,157.$$

Фиктивное расстояние  $\bar{x}_0$  определяем по формуле (4.63):



$$\bar{x}_0 = \sqrt{\frac{(3 - 1,2) \cdot 2,3}{6,28 \cdot 0,35^2}} = 2,32.$$

По формулам (4.64) и (4.65) относительные скорости горизонтального конвективного потока

$$\bar{u}_{и,г}^л = \frac{0,67 \cdot 0,143 \cdot 2,32 \cdot 0,35}{2,32 \cdot 0,35 + 5,25} = 0,0128;$$

$$\bar{u}_{и,г}^з = \frac{0,67 \cdot 0,157 \cdot 2,32 \cdot 0,35}{2,32 \cdot 0,35 + 5,25 + 0,7} = 0,0126.$$

По формулам (4.66) и (4.67) вычисляем величину поправки к максимальной скорости потока в рабочей зоне:

$$\Delta \bar{u}_{р,з}^л = \frac{8 \cdot 0,0128 \cdot 5,25}{\sqrt{16 \cdot 5,25^2 + (3,0 + 1,2)^2}} = 0,0251;$$

$$\Delta \bar{u}_{р,з}^з = \frac{8 \cdot 0,0126 \cdot (5,25 + 0,7)}{\sqrt{16 \cdot (5,25 + 0,7)^2 + (3,0 + 1,2)^2}} = 0,0248.$$

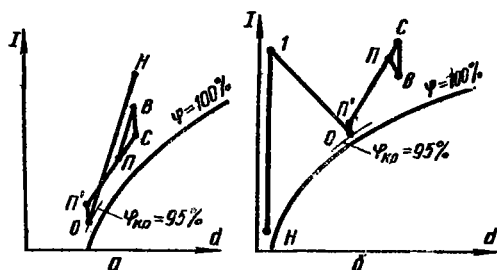
Фактические скорости в рабочей зоне определяем по (4.68) и (4.69):

$$u_{р,з}^{\text{макс.л}} = (0,064 + 0,0251) \cdot 3 = 0,27 \text{ м/с};$$

$$u_{р,з}^{\text{макс.з}} = (0,064 - 0,0248) \cdot 3 = 0,12 \text{ м/с}.$$

Поскольку скорости в рабочей зоне находятся в пределах нормируемых значений, подбор ЭКД произведен правильно.

С учетом тепловых нагрузок и влаговыделений в помещении, а также расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха строим процессы обработки его на  $I-d$ -диаграмме (рис. 4.15). Результаты расчетов, отнесенные к одному ЭКД типа КНЭ-У-1,2, заносим в ведомость расчетных воздухообменов (см. табл. 4.13). Расчет начинаем с летнего периода.



Для летнего периода на  $I-d$ -диаграмму наносим точки  $H$  и  $B$ , соответствующие

Рис. 4.15. Процессы обработки воздуха в летний (а) и зимний (б) периоды (к примеру расчета).

расчетным параметрам наружного и внутреннего воздуха, и через точку  $B$  проводим луч процесса для помещения с угловым коэффициентом  $\epsilon$ . Поскольку расход приточного (вентиляционного) воздуха известен ( $L_{\Pi} = 600 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G = 720 \text{ кг/ч}$ ), точку  $\Pi$ , соответствующую параметрам приточного воздуха, находим на пересечении луча процесса с линией  $I_{\Pi} = I_B - 3,6 \frac{Q}{G}$ .

Действительный перспад температур внутреннего и приточного воздуха

$$\Delta t^{\text{д}} = t_B - t_{\Pi}.$$

Точку  $O$ , соответствующую параметрам воздуха после обработки в камере орошения, находим на пересечении кривой  $\phi_{к,о} = 95\%$  с линией

$$d_{к,о} = \frac{d_{\Pi}G - d_B G_p}{G_{н-}},$$

где  $G_n$  — известный расход наружного воздуха ( $G_n = 216$  кг/ч);  $G_p = G - G_n$  — расход рециркуляционного воздуха.

Точку  $P'$ , соответствующую параметрам наружного воздуха до ЭКД, находим с учетом того, что  $d'_n = d_{н.о.}$ , а  $t'_n = t_{н.о.} + 1$  (нагрев воздуха в вентиляторе).

После этого находим точку  $C$ , соответствующую параметрам воздуха после теплообменника ЭКД:

$$d_c = d_n;$$

$$I_c = \frac{I_n G - I'_n G_n}{G_p}.$$

Для зимнего периода процессы обработки воздуха на  $I-d$ -диаграмме строим таким же образом с учетом того, что точка  $I$ , соответствующая параметрам воздуха после воздухонагревателя 1-го подогрева, находится из условия

$$d_1 = d_n \text{ и } I_1 = I_{н.о.}$$

Температуру холодоносителя, поступающего в двухтрубный теплообменник ЭКД, определяем с учетом формулы (4.72) и принимаем  $t_{w1} = 12,5 - 1,5 = 11^\circ \text{C}$ .

По формуле (4.71) с учетом табл. 4.9 удельный показатель холодопроизводительности

$$A_{ох} = \frac{392}{1,2 \cdot (24 - 11) \cdot 0,95} = 26,4 \text{ Вт} \cdot \text{м}^3 / (\text{кг} \cdot \text{К}).$$

По табл. 4.12 находим расход холодной воды  $G_{ох} = 96$  кг/ч.

Гидравлическое сопротивление двухрядного теплообменника определяем по формуле (4.73) с учетом табл. 4.8:

$$H_r^{II} = 0,16 \cdot 96^2 = 1470 \text{ Па.}$$

Задавшись температурой горячей воды  $T_{w1} = 90^\circ \text{C}$ , по формуле (4.70) вычисляем удельный показатель тепловой производительности однорядного теплообменника в пересчете на двухрядный в режиме естественной конвекции:

$$A_{т.к} = \frac{890}{1,2 \cdot (90 - 15) \cdot 0,4} = 24,7 \text{ Вт} \cdot \text{м}^3 / (\text{кг} \cdot \text{К}).$$

По табл. 4.10 расход горячей воды  $G_r = 118$  кг/ч.

Принимая качественное регулирование и сохраняя расход горячей воды постоянным, по табл. 4.11 находим удельный показатель  $A_r$ , а по формуле (4.70) с учетом табл. 4.9 вычисляем температуру горячей воды при вынужденном движении воздуха:

$$A_r = 41,9;$$

$$T_{w1} = 20 + \frac{1060}{1,2 \cdot 41,9 \cdot 0,64} = 52,9^\circ \text{C}.$$

Гидравлическое сопротивление однорядного теплообменника определяем по формуле (4.73) с учетом табл. 4.8:

$$H_r^I = 0,077 \cdot 118^2 = 1072 \text{ Па.}$$

#### 4.4.6. ЦЕНТРАЛЬНАЯ СКВ С ДВУХСТУПЕНЧАТЫМ ИСПАРИТЕЛЬНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Центральная СКВ с двухступенчатым испарительным охлаждением (рис. 4.16) применяется для создания комфортных условий в жилых и общественных зданиях, расположенных в районах с сухим и жарким климатом.

Такая система состоит из двух кондиционеров, один из которых основной, а другой — вспомогательный (в качестве вспомогательного можно использо-

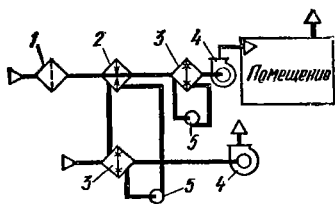


Рис. 4.16. Структурная схема СКВ с двухступенчатым испарительным охлаждением воздуха:

1 — фильтр; 2 — поверхностный воздухоохладитель; 3 — камеры орошения; 4 — вентиляторные агрегаты кондиционера; 5 — насосы.

вать вентиляторную градирню). Обработка воздуха производится в основном кондиционере, работающем по прямоточной схеме или схеме с рециркуляцией воздуха.

В данной схеме перед камерой орошения по ходу воздуха устанавливают поверхностный воздухоохладитель, где в летний период происходит охлаждение воздуха при постоянном влагосодержании. Охлаждающим агентом в воздухоохладителе является вода, поступающая в него после камеры орошения второго кондиционера или после вентиляторной градирни. После воздухоохладителя охлажденный наружный воздух поступает в камеру орошения основного кондиционера, где происходит процесс изо-

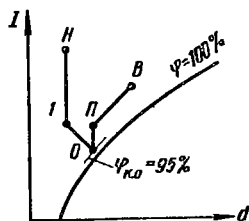


Рис. 4.17. Процессы обработки воздуха в центральной СКВ с двухступенчатым испарительным охлаждением.

энтальпического увлажнения. Таким образом, схема с двухступенчатым испарительным охлаждением позволяет обрабатывать воздух без использования холодильных машин. Процессы обработки воздуха приведены на рис. 4.17.

## 4.5. ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

### 4.5.1. КОМПОНОВКА ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Кондиционеры типовые центральные КТЦ изготавливаются номинальной производительностью по воздуху 31,5; 40; 63; 80; 125; 160; 200; 250 тыс. м<sup>3</sup>/ч. В соответствии с этим они обозначаются КТЦ-31,5, КТЦ-40 и т. д.

Центральные кондиционеры изготавливаются с типовыми (базовыми) и специальными схемами обработки воздуха. Базовые схемы характеризуются применением минимального количества оборудования. В специальные схемы включены кондиционеры, работающие с двумя (первой и второй) рециркуляциями, а также кондиционеры, в комплект поставки которых входят два вентилятора, и др.

Кондиционер и его оборудование выполняются в правом и левом исполнении.

К. Кондиционер рассчитан на работу под разрежением до 1000 Па.

Таблица 4.14. Максимальные размеры и масса сборочной единицы кондиционера

Тип кондиционера	Габариты (длина × ширина × высота), мм	Масса, т
КТЦ-31,5 и КТЦ-40	3500×2000×2500	1,5
КТЦ-63 и КТЦ-80	3800×2000×2000	2
КТЦ-125	4200×2200×2400	3,5
КТЦ-160	5400×2000×2100	3,5
КТЦ-200 и КТЦ-250	6000×2300×2700	4

При проектировании СКВ размеры монтажных проемов и грузоподъемное оборудование выбирают в соответствии с данными табл. 4.14.

С целью удобства обслуживания камеры орошения и блоки теплообмена кондиционеров КТЦ-125, КТЦ-160, КТЦ-200 и КТЦ-250 имеют дверки в два ряда по высоте. Поэтому при разработке проекта необходимо предусматривать площадки для обслуживания вторых дверей.

Центральные кондиционеры КТЦ2 (Харьковский завод «Кондиционер») будут комплектоваться более эффективным оборудованием, допускающим работу с повышенными воздушными нагрузками: Кондиционеры КТЦ2 и КТЦ имеют одинаковые размеры в пределах существующего параметрического ряда. Кондиционерам КТЦ2 присвоены следующие обозначения: КТЦ2-10, КТЦ2-20, КТЦ2-31,5, КТЦ2-40, КТЦ2-63, КТЦ2-80, КТЦ2-125, КТЦ2-160, КТЦ2-200 и КТЦ2-250, где вторая цифра обозначает номинальную производительность по воздуху в тыс. м<sup>3</sup>/ч. Предполагается выпуск кондиционеров по 8 базовым схемам, причем схема 8 должна применяться в системах утилизации выбросов тепла.

В кондиционерах КТЦ2 для нагрева воздуха применены одно- и двухрядные биметаллические теплообменники, которые также используются в блоках теплообмена БТМ-2.

Кондиционеры КТЦ2 комплектуются камерами орошения ОКФ и ОКС-2. Оросительная часть камеры ОКФ состоит из двух рядов широкофакельных форсунок ШФ-5/9. В камерах ОКС-2 в политропической системе применены форсунки УЦ-14-10×15, а в изопанальпической — ШФ-5/9.

Очистка воздуха от пыли в кондиционерах КТЦ2 осуществляется в воздушных сухих фильтрах ФР-5 и воздушных масляных фильтрах ФС-2. Площадь фильтрующего материала сухих фильтров в 5 раз превышает площадь поперечного сечения кондиционера.

В кондиционерах КТЦ2-160, КТЦ2-200 и КТЦ2-250 применены вентиляторные агрегаты двустороннего всасывания с направляющими аппаратами.

С целью экономии топливно-энергетических ресурсов в системе утилизации выбросов тепла будут устанавливаться кондиционеры КТЦ2-10 и КТЦ2-20 в паре с кондиционерами такой же производительности, работающими на приток. Основным оборудованием кондиционеров-утилизаторов является узел утилизации, собираемый из базовых теплообменников. Теплоносителем в теплообменниках служат незамерзающие растворы солей и гликолей с соответствующими антикоррозионными добавками.

#### 4.5.2. КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ ОКС И ОКФ

Камера орошения ОКС характеризуется низким уровнем энергетических затрат на распыление жидкости и предназначена для осуществления управляемых политропических и изопанальпических процессов обработки воздуха.

Сущность управляемых процессов заключается в обработке воздуха в камере орошения до требуемых параметров без применения байпаса. Регулирование осуществляется изменением расхода воды через форсунки при изопанальпических процессах или расхода воды и ее температуры — при политропических. При осуществлении управляемых процессов из схем кондиционера в большинстве случаев может быть исключен воздухонагреватель 2-го подогрева.

Оросительная часть камеры имеет две системы для обработки воздуха водой.

Первая система предназначена для политропических процессов. Она оборудована форсунками УЦ-14-10×15 с диаметром выходного сопла 14 мм, осуществляющими распыл воды сверху вниз. Распыленная вода попадает на горизонтальную сетку, где происходит ее вторичное дробление. Расходная характеристика такой форсунки определяется формулой

$$p = 7,86G^2,$$

(4.74)

где  $p$  — давление перед форсункой, кПа;  $G$  — расход воды одной форсункой, т/ч.

Вторая система предназначена для изохэнтальпического увлажнения воздуха. Она оборудована форсунками УЦ-6-5,5×5,5 с диаметром выходного сопла 6 мм, осуществляющими противочувствительный распыл. Расходная характеристика форсунки определяется формулой

$$p = 408G^2. \quad (4.75)$$

Давление воды перед форсункой УЦ-14-10×15 не должно превышать 150 кПа, а перед форсункой УЦ-6-5,5×5,5 — 300 кПа. Количество форсунок, устанавливаемых в камере орошения ОКС, приведено в табл. 4.15.

Таблица 4.15. Количество форсунок в камере орошения ОКС

Тип форсунки	Кондиционеры типа КТЦ							
	31,5	40	63	80	125	160	200	250
УЦ-14-10×15	24	30	48	60	96	120	144	180
УЦ-6-5,5×5,5	25	30	50	60	100	120	150	180

Камера орошения ОКФ предназначена для осуществления управляемых политропических и изохэнтальпических процессов обработки воздуха. Изготавливается в двух исполнениях, отличающихся общим количеством форсунок ШФ-5/9 (табл. 4.16).

Расходная характеристика форсунок ШФ-5/9 с диаметром выходного сопла 9 мм определяется формулой

$$p = 763G^2. \quad (4.76)$$

Форсунки устойчиво работают при давлении 20—250 кПа.

Скорость движения воздуха в любом сечении камер ОКС и ОКФ не должна превышать 3 м/с. Аэродинамическое сопротивление камер ОКС и ОКФ не превышает 160 Па.

Таблица 4.16. Количество форсунок в камере орошения ОКФ

Исполнение	Кондиционеры типа КТЦ							
	31,5	40	63	80	125	160	200	250
1	95	130	209	286	418	572	608	832
2	135	180	297	396	594	792	864	1152

Объем трубопроводов, подводящих и отводящих воду, при заполнении их из бака камеры во время включения камеры в работу должен быть не более 0,8 м<sup>3</sup> для КТЦ-31,5 и КТЦ-40, 1,6 м<sup>3</sup> — для КТЦ-63 и КТЦ-80, 1,4 м<sup>3</sup> — для КТЦ-125 и КТЦ-160 и 2,1 м<sup>3</sup> — для КТЦ-200 и КТЦ-250. При большем объеме происходит подсос воздуха насосом из камеры и срыв его работы.

Эффективность работы камеры орошения определяется коэффициентом  $E$ , который рассчитывается по формуле

$$E = 1 - \frac{t_{в.к} - t_{м.к}}{t_{в.н} - t_{м.н}}, \quad (4.77)$$

где  $t_{в.н}$  и  $t_{в.к}$  — температура воздуха по сухому термометру соответственно до и после обработки, °С;  $t_{м.н}$  и  $t_{м.к}$  — температура воздуха по мокрому термометру соответственно до и после обработки, °С.

Так как расчет выполняется методом последовательных приближений, то по сухому термометру проверяют значение конечной температуры воздуха,

которое определяется по выражению

$$t'_{в.к} = t_{в.н} + E(t_{wh} - t_{в.н}) + 0,331 \left(1 - \frac{E}{a}\right) \Delta i, \quad (4.78)$$

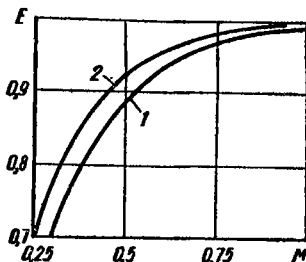
где  $t_{wh}$  — начальная температура воды, °С;  $a$  — вспомогательная величина, определяемая по номограммам (рис. 4.19 и 4.20);  $\Delta i$  — изменение энтальпии обрабатываемого воздуха, кДж/кг, вычисляемое по формуле

$$\Delta i = I_{в.к} - I_{в.н} \quad (4.79)$$

где  $I_{в.к}$  и  $I_{в.н}$  — энтальпия воздуха соответственно после и до обработки, кДж/кг.

Рис. 4.18. Номограмма для расчета камер орошения ОКС (противоточная схема):

1 —  $G_{ном}/G_{в} = 1,4$ ; 2 —  $G_{ном}/G_{в} = 1$ .



Если  $t'_{в.к}$  отличается от  $t_{в.к}$  более чем на 3%, то величину  $E$  пересчитывают по формуле

$$E' = 1 - \frac{(t_{в.к} - t_{м.н}) + (t_{в.к} - t'_{в.к})}{t_{в.н} - t_{м.н}} \quad (4.80)$$

Камеру орошения ОКС в изотэнтальпическом режиме обработки воздуха с использованием форсунок УЦ-6-5,5×5,5 рассчитывают по номограмме, представ-

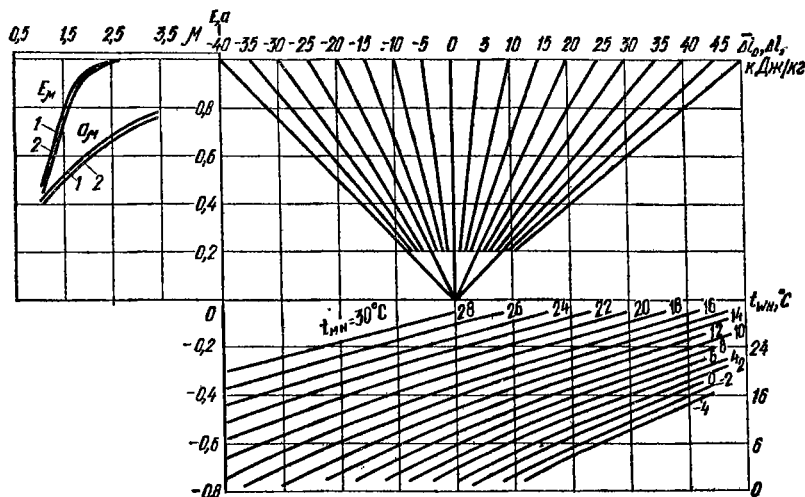


Рис. 4.19. Номограмма для расчета камер орошения ОКС (перекрестноточная схема):

1 —  $G_{ном}/G_{в} = 1,4$ ; 2 —  $G_{ном}/G_{в} = 1$ .

ленной на рис. 4.18, где  $\mu$  — коэффициент орошения, равный отношению расхода распыляемой воды к расходу воздуха. Кривая 1 соответствует номинальному расходу воздуха через камеру  $G_{ном}$ , а кривая 2 — расходу в размере 70% номинального.

Расчет камеры орошения ОКС для всех режимов обработки воздуха выполняются по номограмме, представленной на рис. 4.19, а камеры орошения ОКФ — по номограмме на рис. 4.20.

Номограмма разделена на три зоны. На горизонтальной оси второй (левой) зоны номограммы отложены значения коэффициента орошения  $\mu$ . На вертикальной оси, которая является общей для второй и первой (правой верхней) зон номограммы, отложены значения коэффициента эффективности  $E$  и вспомогательной величины  $a$ . Кривые 1 и 2 являются вспомогательными для определения значений  $E(\mu)$  и  $a(\mu)$  и соответствуют: кривая 1 — номинальному расходу воздуха через камеру  $G_{\text{ном}}$ , кривая 2 — расходу в размере 70% номинального.

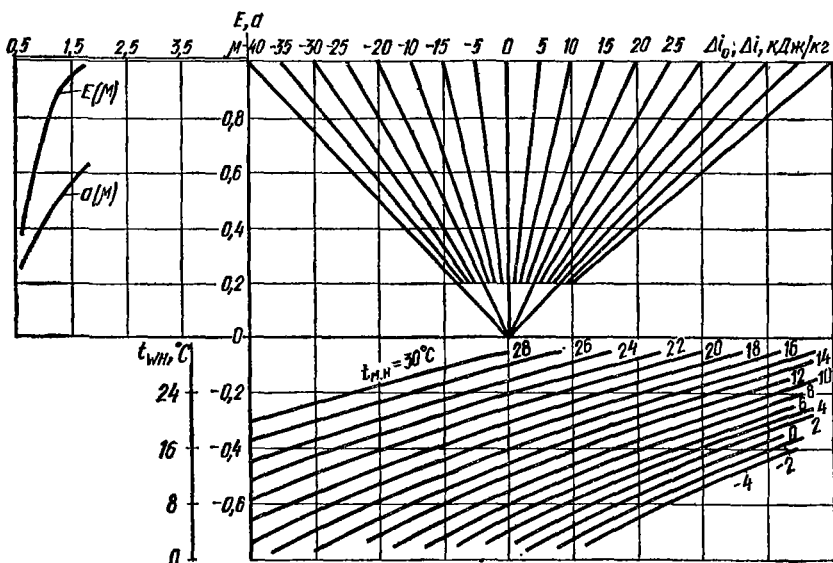


Рис. 4.20. Номограмма для расчета камер орошения ОКФ.

В первой зоне номограммы на горизонтальной оси отложены значения изменения энтальпии воздуха  $\Delta i$  и вспомогательной величины — приведенного энтальпийного напора  $\overline{\Delta i}_0 = \Delta i/a$ . Проведенные в одну точку лучи соответствуют постоянному значению приведенного энтальпийного напора  $\overline{\Delta i}_0$ . Вертикальный луч  $\overline{\Delta i}_0 = 0$  соответствует изэнтальпическому режиму и делит первую зону номограммы на две части: одна соответствует режимам обработки воздуха с понижением энтальпии ( $\overline{\Delta i}_0 < 0$ ), а другая — с ее повышением ( $\overline{\Delta i}_0 > 0$ ).

В третьей (правой нижней) зоне номограммы по вертикальной оси отложены значения начальной температуры воды  $t_{\text{вн}}$  и нанесены линии постоянных значений начальной температуры воздуха по мокрому термометру  $t_{\text{м.н}}$ .

При теплотехническом расчете камер орошения приведенные номограммы позволяют определить следующие величины: при заданных начальных и конечных параметрах и расходе воздуха — расход, начальную и конечную температуру орошающей воды и теплопроизводительность камеры; при известных начальных параметрах воздуха и воды — теплопроизводительность камеры орошения; по заданному коэффициенту эффективности в изэнтальпическом режиме — коэффициент орошения.

**Пример 1.** Рассчитать камеру орошения ОКС кондиционера КТЦ-63 для политропического режима. Расход воздуха равен номинальному —  $63\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Начальные и конечные параметры воздуха:  $I_{в.н} = 53,8$  кДж/кг;  $t_{в.н} = 28,5^\circ \text{C}$ ;  $t_{м.н} = 18,8^\circ \text{C}$ ;  $I_{в.к} = 32,9$  кДж/кг;  $t_{в.к} = 12^\circ \text{C}$ ;  $t_{м.к} = 11,6^\circ \text{C}$ . Определить начальную температуру  $t_{\text{вн}}$  и расход воды, а также давление воды перед форсунками УЦ-14-10×15.

По формуле (4.79) изменение энтальпии воздуха  $\Delta i = 32,9 - 53,8 = -20,9$  кДж/кг.

По формуле (4.77) вычисляем предварительное значение коэффициента эффективности работы камеры:

$$E = 1 - \frac{12 - 11,6}{28,5 - 18,8} = 0,96.$$

На вертикальной оси второй зоны номограммы (рис. 4.19) откладываем значение  $E$ , проводим горизонтальную линию до пересечения с кривой  $E(\mu)$  и из точки пересечения — вертикальную линию до пересечения с горизонтальной осью и кривой  $a(\mu)$ . На горизонтальной оси находим значение  $\mu = 2,15$  кг/кг. Из точки пересечения с кривой  $a(\mu)$  проводим горизонтальную линию до пересечения с вертикальной осью ( $a = 0,63$ ) и далее — до пересечения с вертикальной линией, соответствующей  $\Delta i = -20,9$  кДж/кг. Из полученной точки проводим прямую по лучу с постоянным значением  $\bar{\Delta i}_0 = \frac{-20,9}{0,63} = -33,2$  до пересечения с горизонтальной осью первой зоны, где указаны значения  $\bar{\Delta i}_0$ , и из точки пересечения опускаем вниз вертикальную линию до пересечения с линией  $t_{м.н} = 18,8^\circ \text{C}$  в третьей (нижней) зоне номограммы. Ордината полученной точки определяет начальную температуру воды  $t_{\text{вн}} = 6,8^\circ \text{C}$ .

Проверяем конечную температуру воздуха по формуле (4.78):

$$t_{в.к} = 28,5 + 0,96(6,8 - 28,5) + 0,331 \left(1 - \frac{0,96}{0,63}\right) (-20,9) = 11,3^\circ \text{C}.$$

Отклонение от заданной конечной температуры воздуха  $t_{в.к} = 12^\circ \text{C}$  составляет 5,8%, поэтому пересчитываем коэффициент эффективности по формуле (4.80):

$$E' = 1 - \frac{(12 - 11,6) + (12 - 11,3)}{28,5 - 18,8} = 0,886.$$

Повторяем построение по номограмме при новом коэффициенте эффективности  $E' = 0,886$ , в результате чего находим:  $\mu = 1,75$  кг/кг;  $a = 0,56$ ;  $t_{\text{вн}} = 5,1^\circ \text{C}$ .

Проверяем конечную температуру воздуха (формула 4.78):

$$t'_{в.к} = 28,5 + 0,886(5,1 - 28,5) + 0,331 \cdot \left(1 - \frac{0,886}{0,56}\right) \times (-20,9) = 11,8^\circ \text{C}.$$

Достигнутая сходимость ( $t'_{в.к} = 11,8^\circ \text{C}$  при  $t_{в.к} = 12^\circ \text{C}$ ) полагается удовлетворительной (отклонение 1,7%).

Определяем холодопроизводительность камеры орошения:

$$Q_{и.о} = 0,287 G_{в} |\Delta i| = 0,287 \cdot 1,2 \cdot 63\,000 \cdot 20,9 = 438\,900 \text{ Вт}.$$

Расход охлаждающей воды

$$G_w = G_{в} \mu = 1,2 \cdot 63\,000 \cdot 1,75 = 132\,300 \text{ кг/ч}.$$

Конечная температура воды

$$t_{\text{вк}} = t_{\text{вн}} + 3,6 \frac{Q_{и.о}}{G_w c_w} = 5,1 + \frac{3,6 \cdot 438\,900}{4,19 \cdot 132\,300} = 8^\circ \text{C},$$

где  $c_w = 4,19$  кДж/(кг · К) — удельная массовая теплоемкость воды.



Расход воды одной форсункой УЦ-14-10×15

$$g = G_w/n = 132\,300/48 = 2760 \text{ кг/ч} = 2,76 \text{ т/ч},$$

где  $n = 48$  — число форсунок камеры орошения ОКС, определяемое по табл. 4.15.

По формуле (4.74) давление воды перед форсунками

$$p = 7,36 \cdot 2,76^2 = 56,1 \text{ кПа}.$$

**Пример 2.** Определить конечные параметры воздуха  $t_{в,к}$  и  $I_{в,к}$  при обработке его в камере орошения ОКС.

Производительность кондиционера КТЦ-63  $L = 63\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Начальные параметры воздуха:  $t_{в,н} = 53,8 \text{ кДж/кг}$ ;  $t_{р,н} = 28,5^\circ \text{С}$ ;  $t_{м,н} = 18,8^\circ \text{С}$ ; коэффициент орошения  $\mu = 1,75 \text{ кг/кг}$ ; начальная температура воды  $t_{вн} = 7,6^\circ \text{С}$ .

Из точки  $t_{м,н} = 7,6^\circ \text{С}$  на вертикальной оси в третьей (нижней) зоне номограммы (рис. 4.19) проводим горизонтальную линию до пересечения с линией  $t_{м,н} = 18,8^\circ \text{С}$  и из точки пересечения — вертикальную линию до пересечения с горизонтальной осью первой зоны номограммы, где отложены значения  $\bar{\Delta}i_0$ . Находим  $\bar{\Delta}i_0 = -33,2$ :

Во второй зоне номограммы на горизонтальной оси откладываем значение  $\mu = 1,75$  и проводим вертикальную линию вниз до пересечения с кривыми  $E(\mu)$  и  $a(\mu)$ . Из точек пересечения проводим горизонтальные линии и находим:  $E = 0,885$ ;  $a = 0,56$ .

Продолжая горизонтальную линию при  $a = 0,56$  до пересечения с лучом  $\bar{\Delta}i_0 = -33,2$  в первой зоне номограммы находим разность энтальпий воздуха (абсцисса точки пересечения)  $\Delta i = -17,1 \text{ кДж/кг}$  и по формуле (4.79) определяем конечную энтальпию воздуха:

$$I_{в,к} = I_{в,н} + \Delta i = 53,8 - 17,1 = 36,7 \text{ кДж/кг}.$$

По формуле (4.78) конечная температура воздуха

$$t_{в,к} = 28,5 + 0,885 \cdot (7,6 - 28,5) + 0,331 \left(1 - \frac{0,885}{0,56}\right) (-17,1) = 13,3^\circ \text{С}.$$

Согласно выражению (4.39),

$$Q_{к,о} = 0,278 \cdot 1,2 \cdot 63\,000 \cdot (53,8 - 36,7) = 358\,000 \text{ Вт}.$$

**Пример 3.** Определить коэффициент орошения, расход и давление воды перед форсунками УЦ-6-5,5×5,5 при работе камеры орошения ОКС в изоэнтальпическом режиме.

Производительность кондиционера КТЦ  $L = 63\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Начальные и конечные параметры воздуха:  $t_{в,н} = 33^\circ \text{С}$ ;  $t_{о,к} = 27,7^\circ \text{С}$ ;  $t_{м,н} = t_{м,к} = 27^\circ \text{С}$ .

По формуле (4.77) определяем коэффициент эффективности:

$$E = 1 - \frac{27,7 - 27}{33 - 27} = 0,884.$$

По номограмме (рис. 4.18) при  $G_{в} = G_{ном}$  находим коэффициент орошения  $\mu = 0,42$ .

Расход орошающей воды

$$G_w = 1,2 \cdot 63\,000 \cdot 0,42 = 31\,800 \text{ кг/ч}.$$

Расход воды на одну форсунку с учетом табл. 4.15

$$g = 31\,800/50 = 636 \text{ кг/ч} = 0,636 \text{ т/ч}.$$

По формуле (4.75) давление воды перед форсункой

$$p = 408 \cdot 0,636^2 = 165 \text{ кПа}.$$

### 4.5.3. ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ ВН И ВНО

Воздухонагреватели предназначены для подогрева воздуха в кондиционерах. Теплоносителем служит горячая вода с температурой до 180°С и давлением до 1,2 МПа. Базовые воздухонагреватели изготавливаются без обводного канала (ВН) и для обводного канала или клапана (ВНО) одно- и двухрядными, а по длине — одно-, полутора- и двухметровыми. Воздухонагреватель любого кондиционера КТЦ представляет собой пакет, составленный из базовых воздухонагревателей. Воздухонагреватели могут также применяться и для охлаждения воздуха в качестве составной части блока теплообмена. Количество базовых теплообменников ВН и ВНО и их обвязку по теплоносителю определяют расчетом.

Воздухонагреватели рассчитывают путем совместного решения уравнения теплового баланса и теплопередачи

$$Q = 1,16G_w \Delta t_w = kF \Delta t_{c,a} = 0,278G_B \Delta t_B, \quad (4.81)$$

где  $Q$  — тепловая нагрузка воздухонагревателя, Вт;  $G_w$  и  $G_B$  — расход соответственно воды и воздуха, кг/ч;  $F$  — площадь теплоотдающей поверхности воздухонагревателя, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_w = t_{wн} - t_{wк}$  — изменение температуры воды от начальной до конечной, °С;  $\Delta t_B = t_{B,к} - t_{B,н}$  — изменение температуры воздуха от начальной до конечной, °С;  $\Delta t_{c,a} = \frac{t_{wн} + t_{wк}}{2} - \frac{t_{B,н} + t_{B,к}}{2}$  — среднеарифметическая разность температур воды и воздуха, °С;  $k$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> · К).

В формуле (4.81) удельная массовая теплоемкость воды принята 4,19 кДж/(кг · К), а воздуха — 1 кДж/(кг · К).

Коэффициент теплопередачи  $k$  для базовых воздухонагревателей вычисляются по общей формуле

$$k = a (v\rho)^n \omega^r, \quad (4.82)$$

где  $v\rho$  — массовая скорость воздуха в набегающем на воздухонагреватель потоке, кг/(м<sup>2</sup> · с);  $\omega$  — скорость воды в трубках теплообменника, м/с;  $a$ ,  $n$ ,  $r$  — коэффициенты, значения которых приведены в табл. 4.17.

Скорость воздуха в набегающем на воздухонагреватель потоке

$$v = L/3600F_\phi, \quad (4.83)$$

где  $L$  — расход воздуха, м<sup>3</sup>/ч;  $F_\phi$  — площадь фронтального сечения воздухонагревателя, м<sup>2</sup> (табл. 4.18).

Таблица 4.17 Значения коэффициентов  $a$ ,  $n$ ,  $r$ ,  $b$  и  $m$

Тип воздухонагревателя	$a$	$n$	$r$	$b$	$m$
Однорядный	23,9	0,53	0,12	10,01	1,97
Двухрядный	21	0,53	0,11	15,5	1,95

Таблица 4.18. Площадь фронтального сечения воздухонагревателей, воздухоохладителей и блоков теплообмена  $F_\phi$ , м<sup>2</sup>

Тип прибора	КТЦ								КД	
	31,5	40	63	80	125	160	200	250	10А	20А
ВН, ВО, БТМ	3,31	4,14	6,82	8,52	13,6	17	20,6	25,8	1,04	2,07
ВНО	2,48	3,3	5,09	6,8	10,2	13,61	15,4	20,6	0,85	1,67

Аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя, Па, определяют по формуле

$$\Delta p_a = b\psi(v\rho)^m, \quad (4.84)$$

где  $b$  и  $m$  — коэффициенты, значения которых приведены в табл. 4.17;  $\psi$  — коэффициент, учитывающий отклонение средней температуры нагреваемого воздуха от значения  $t_{cp} = (t_{в,н} + t_{в,к})/2 = 20^\circ\text{C}$  и принимаемый по табл. 4.19 или определяемый по формуле

$$\psi = 0,94 + 0,003t_{cp}. \quad (4.85)$$

Гидравлическое сопротивление базовых воздухонагревателей, кПа, находят из выражения

$$\Delta p_w = Bw^2, \quad (4.86)$$

где  $B$  — коэффициент, принимаемый по табл. 4.20.

Для выполнения проектных и наладочных расчетов используются номограммы, приведенные на рис. 4.21—4.36.

Табл. 4.21 содержит указания по выбору номограмм, необходимых для расчета воздухонагревателей. Схемы обвязки воздухонагревателей по теплоносителю приведены на рис. 4.37.

Таблица 4.19. Значения коэффициента  $\psi$

$t_{cp}, ^\circ\text{C}$	$\psi$	$t_{cp}, ^\circ\text{C}$	$\psi$	$t_{cp}, ^\circ\text{C}$	$\psi$
-10	0,91	5	0,95	20	1
-5	0,92	10	0,97	25	1,02
0	0,94	15	0,98	30	1,03

Таблица 4.20. Значения коэффициента  $B$

Тип воздухонагревателя	$B$
Однометровый	13,6
Полутораметровый	22,6
	20,5
Двухметровый	32,7
	27,2
	45,2

Таблица 4.21. Указания по выбору номограмм для расчета воздухонагревателей

Тип кондиционера	Тип воздухонагревателя	Индекс воздухонагревателя	Номограмма (номер рисунка)
КТЦ-31,5	ВН	03.10	4.21, 4.22
	ВНО	03.11	4.30, 4.31
КТЦ-40	ВН	04.10	4.23, 4.24
	ВНО	04.11	4.21, 4.22
КТЦ-63	ВН	06.10	4.21, 4.22, 4.25, 4.26
	ВНО	06.11	4.30, 4.31
КТЦ-80	ВН	08.10	4.23, 4.24, 4.27
	ВНО	08.11	4.21, 4.22, 4.25, 4.26
КТЦ-125	ВН	12.10	4.21, 4.22, 4.25, 4.26, 4.28
	ВНО	12.11	4.30—4.35
КТЦ-160	ВН	16.10	4.29
	ВНО	16.11	4.21, 4.22, 4.25, 4.26, 4.28
КТЦ-200	ВН	20.10	4.21, 4.22, 4.25, 4.26
	ВНО	20.11	4.30—4.33, 4.36
КТЦ-250	ВН	25.10	4.29
	ВНО	25.11	4.21, 4.22, 4.25, 4.26

Число рядов трубок теплоотдающей поверхности по ходу движения воздуха  $n$  изменяется от 1 до 6. При  $n > 2$  требуемая рядность воздухонагревателя обеспечивается комплектованием базовых воздухонагревателей следующим образом:  $n = 3 = 1 + 2$ ;  $n = 4 = 2 + 2$ ;  $n = 5 = 1 + 2 + 2$ ;  $n = 6 = 2 + 2 + 2$ . Например, трехрядный воздухонагреватель по ходу движения воздуха комплектуется из одно- и двухрядного.

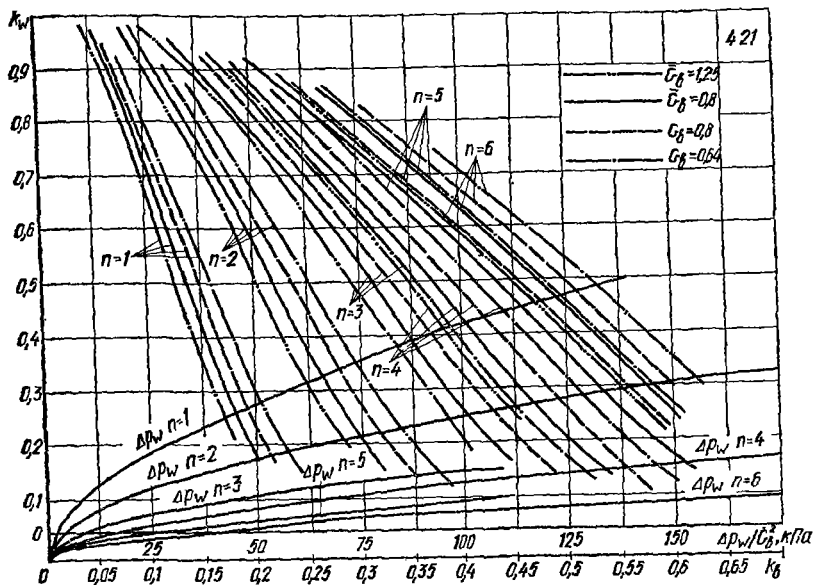
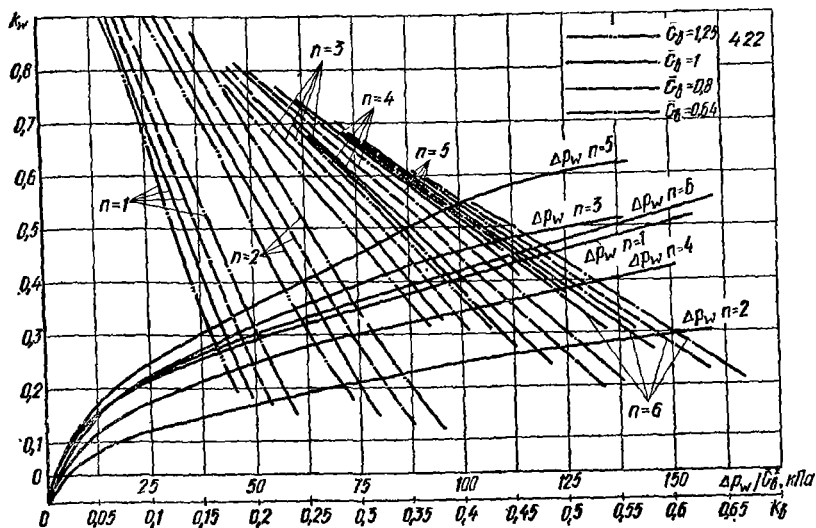


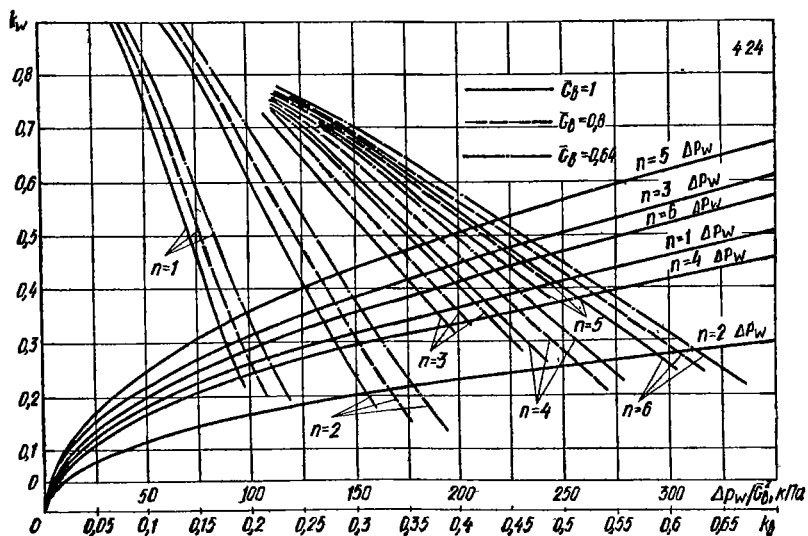
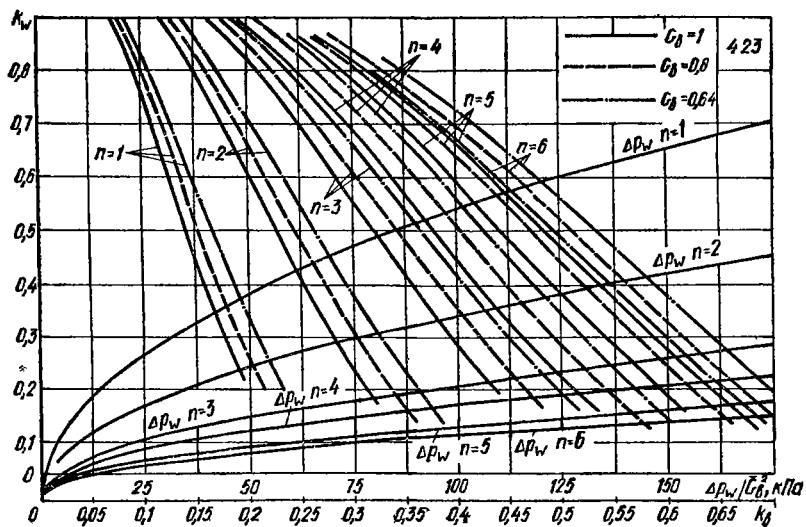
Рис. 4.21—4.36. Номограммы для расчета воздухонагревателей кондиционеров КТЦ (номер рисунка указан в правом верхнем углу номограммы).



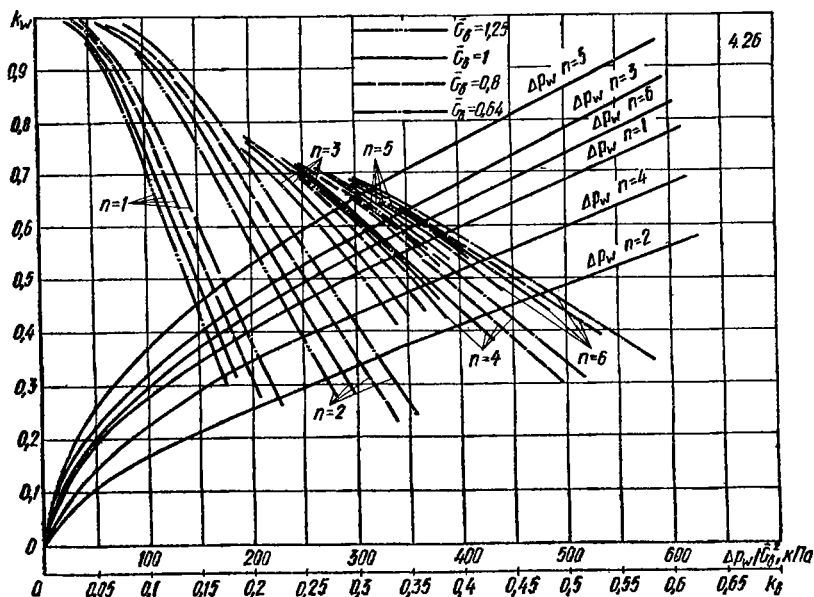
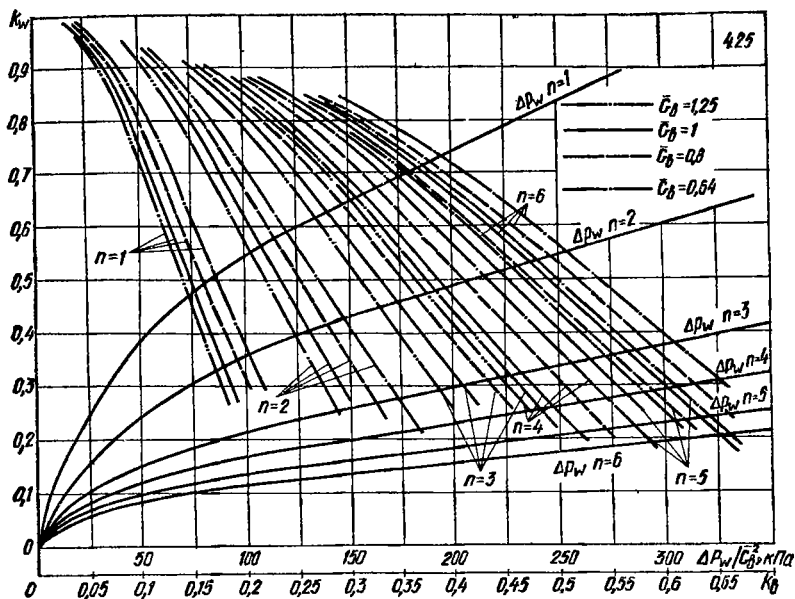
Основу построения номограмм составляют коэффициенты  $k_{w.p}$  и  $k_{в.р}$  относительного перегрева воды и воздуха. Для расчетных условий

$$k_{w.p} = \frac{t_{wH}^p - t_{wK}^p}{t_{wH}^p - t_{в.H}^p}; \quad (4.87)$$

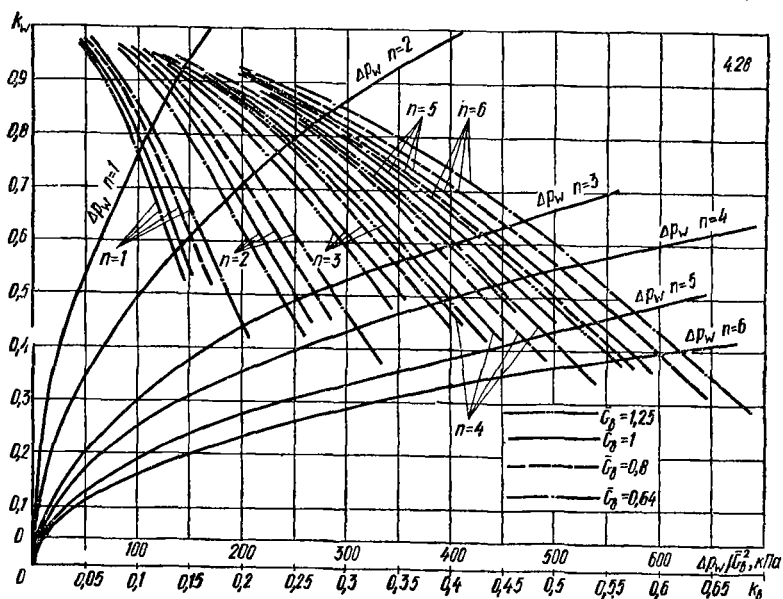
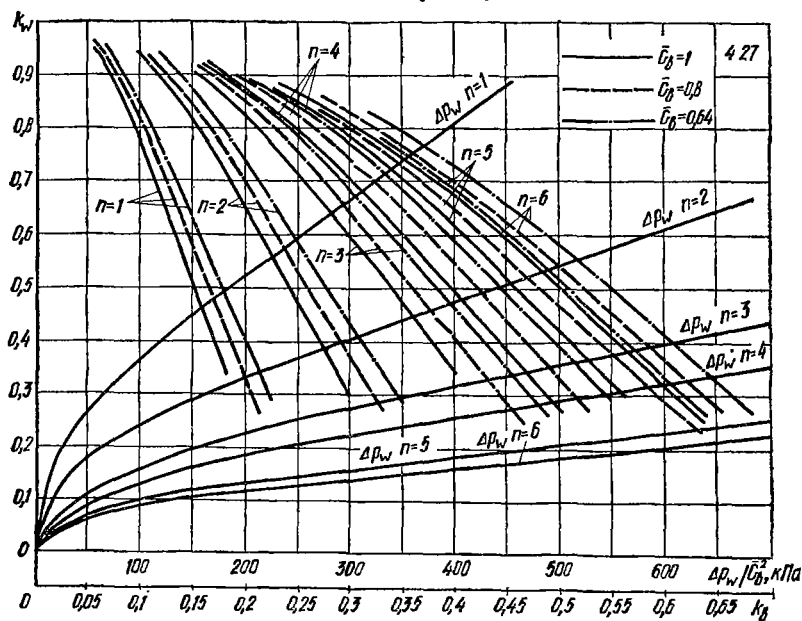
$$k_{в.р} = \frac{t_{в.K}^p - t_{в.H}^p}{t_{wH}^p - t_{в.H}^p}. \quad (4.88)$$



Для подбора воздухонагревателей на соответствующей номограмме определяют положение точки с координатами  $k_{\text{в.р}}$  и  $k_{\text{в.р}}$ . Соответствующие различной рядности воздухонагревателя кривые, которые расположены справа от этой точки, относятся к воздухонагревателям с большей рядностью, т. е. с тепло-



производительностью несколько большей, чем заданная. Этот запас будет тем меньше, чем ближе кривая  $n = \text{const}$  к расчетной точке. Проведя луч из начала координат через расчетную точку ( $k_{\omega p}$  и  $k_{B, p}$ ), определяют координаты точки пересечения луча с кривой  $n = \text{const}$  ( $k_{\omega y}$  и  $k_{B, y}$ ). Таким же образом определя-



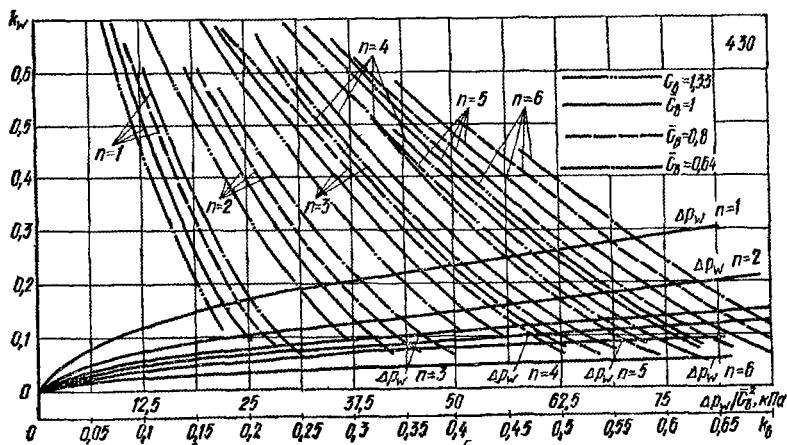
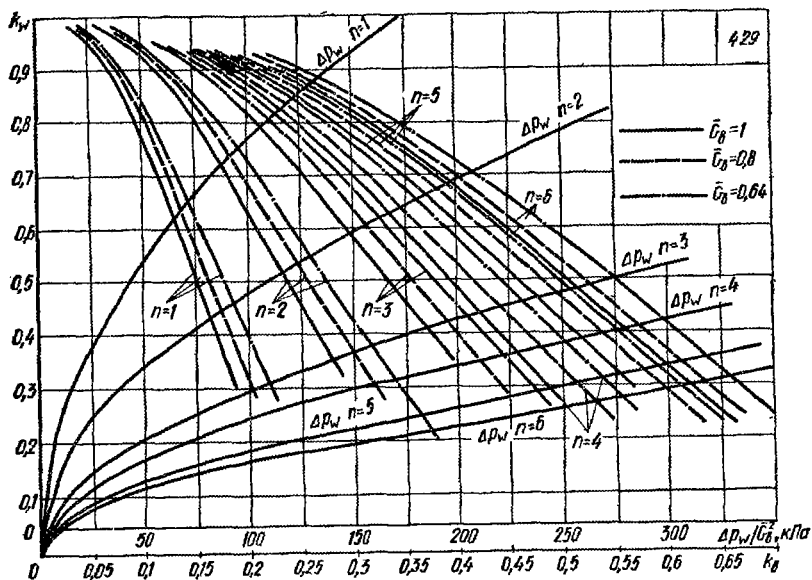
ют координаты точек пересечения с этой же кривой линии  $k_{в,р} = \text{const}$  ( $k_{в,р}$  и  $k_w$ ) и линии  $k_{в,р} = \text{const}$  ( $k_{в,р}$  и  $k_B$ ). Для проверки правильности построений служат соотношения

$$k_{в,р} \leq k_{w,y} \leq k_w; \quad (4.89)$$

$$k_{в,р} \leq k_{в,y} \leq k_B. \quad (4.90)$$

Запас в процентах по площади поверхности нагрева воздухоподогревателя определяется по формуле

$$\frac{F - F_p}{F_p} 100 = \frac{k_{в,y} - k_{в,р}}{k_{в,р}} \cdot \frac{100}{1 - 0,5(k_{w,y} + k_{в,y})}. \quad (4.91)$$





Запас в процентах по теплопроизводительности воздухонагревателя

$$\frac{Q - Q_p}{Q_p} = \frac{k_B - k_{B,P}}{k_{B,P}} 100. \quad (4.92)$$

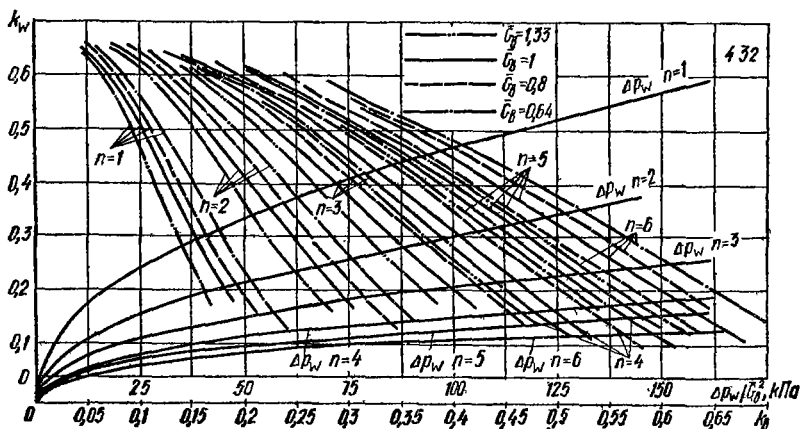
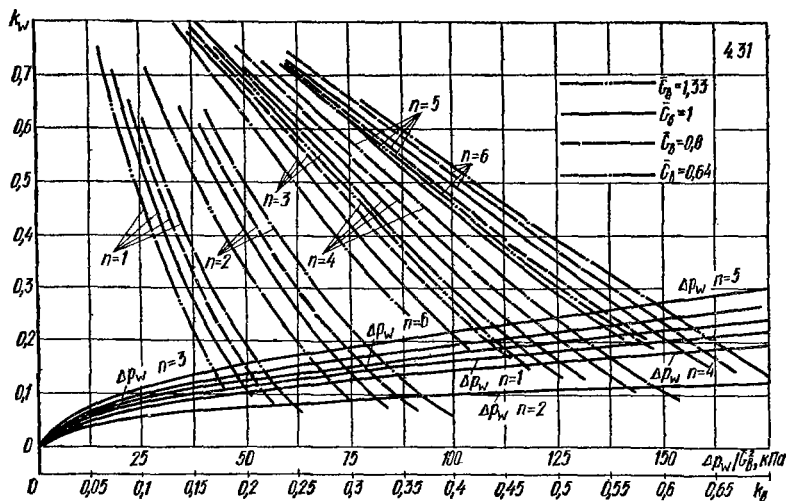
Фактическую температуру обратной воды на выходе из воздухонагревателя определяют по формуле

$$t_{wk}^{\Phi} = t_{wn}^p - k_w (t_{wn}^p - t_{B,n}^p). \quad (4.93)$$

Для расчета теплопроизводительности воздухонагревателя и расхода теплоносителя служит формула (4.81).

Расход воды через воздухонагреватель, обеспечивающий требуемую температуру воздуха  $t_{B,K}^p$ , при удельной массовой теплоемкости воды и воздуха соответственно 4,19 и 1 кДж/(кг · К) определяют по формуле

$$G_w = 0,239 G_{B,K,P} / k_w. \quad (4.94)$$

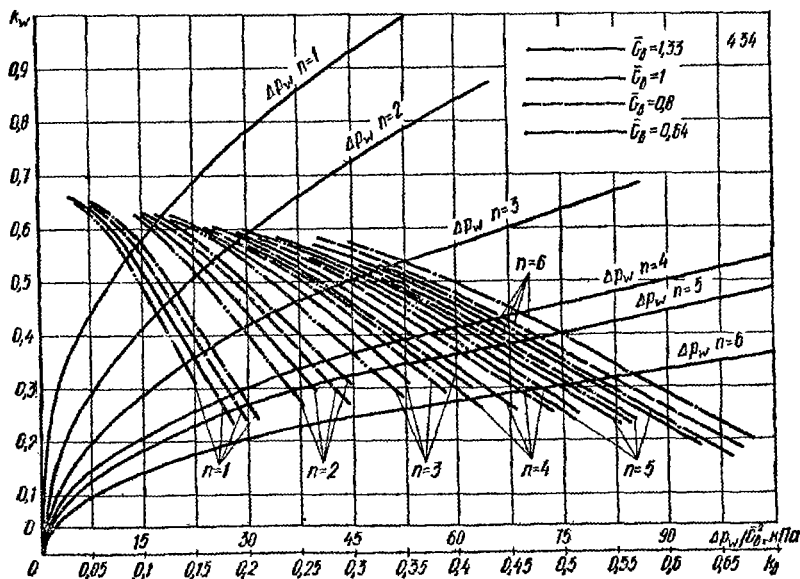
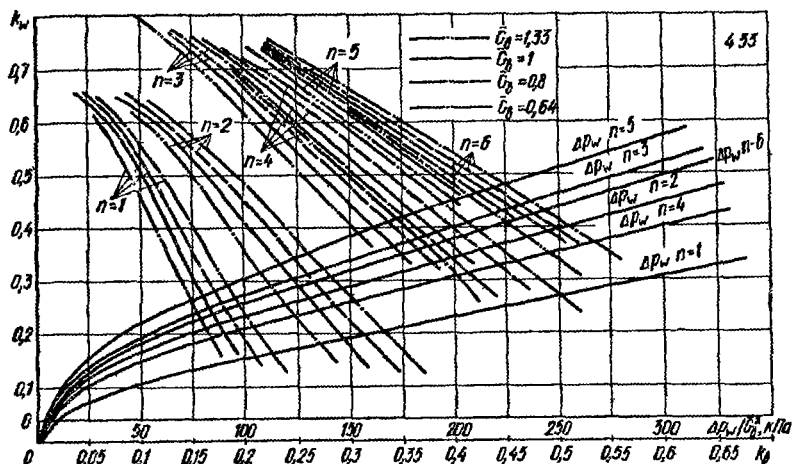


Для определения расчетного расхода воды следует пользоваться формулой

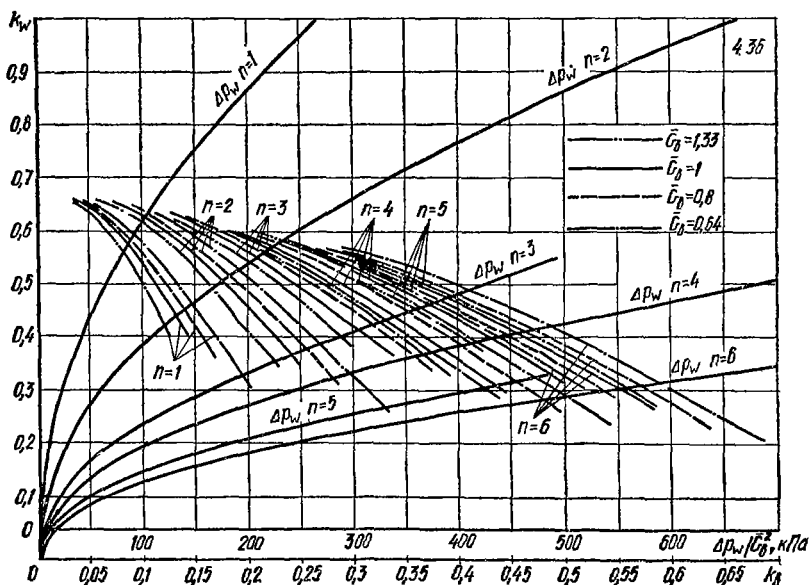
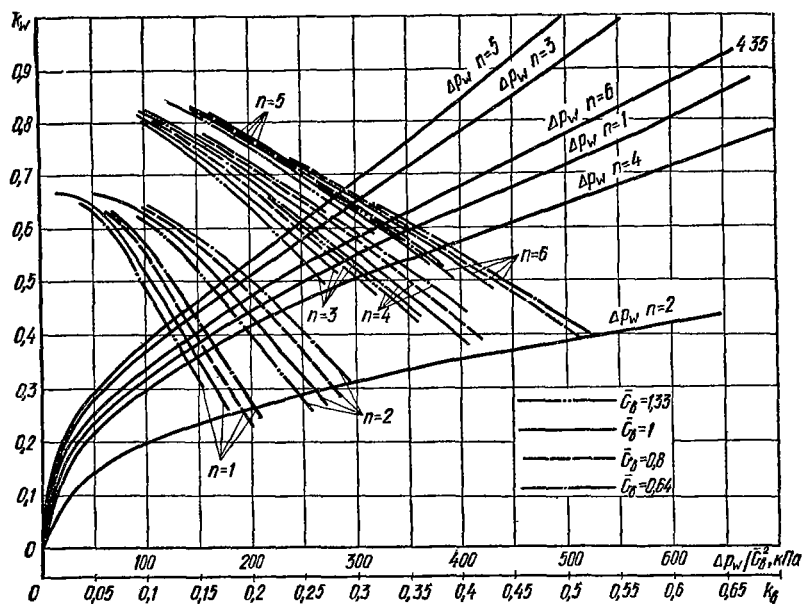
$$G_{\text{в.р}} = 0,239 G_{\text{в.р}} k_{\text{в.р}} / k_{\text{в.р}} \quad (4.95)$$

Для выбора воздухонагревателей при различных относительных расходах воздуха на номограммах нанесены кривые, соответствующие  $G_{\text{в}} = G_{\text{ном}}$  (сплошные),  $G_{\text{в}} = 0,8G_{\text{ном}}$  (пунктирные) и  $G_{\text{в}} = 0,64G_{\text{ном}}$  (штрихпунктирные).

Если применяется воздухонагреватель для обводного канала или клапана (ВНО), то расход воздуха через воздухонагреватель кондиционеров КТЦ-31,5, КТЦ-63, КТЦ-125 и КТЦ-200 составляет 75%  $G_{\text{ном}}$ , а для КТЦ-40, КТЦ-80, КТЦ-160 и КТЦ-250 — 80%  $G_{\text{ном}}$ . Поэтому на соответствующих номограммах



приведены кривые с соотношением расходов  $G_B/G_{НОМ} = 1,33$  (75%  $G_{НОМ}$ ) либо  $G_B/G_{НОМ} = 1,25$  (80%  $G_{НОМ}$ ), что дает возможность выбора воздухонагревателей при полностью закрытом клапане и номинальной воздухопроизводительности кондиционера.



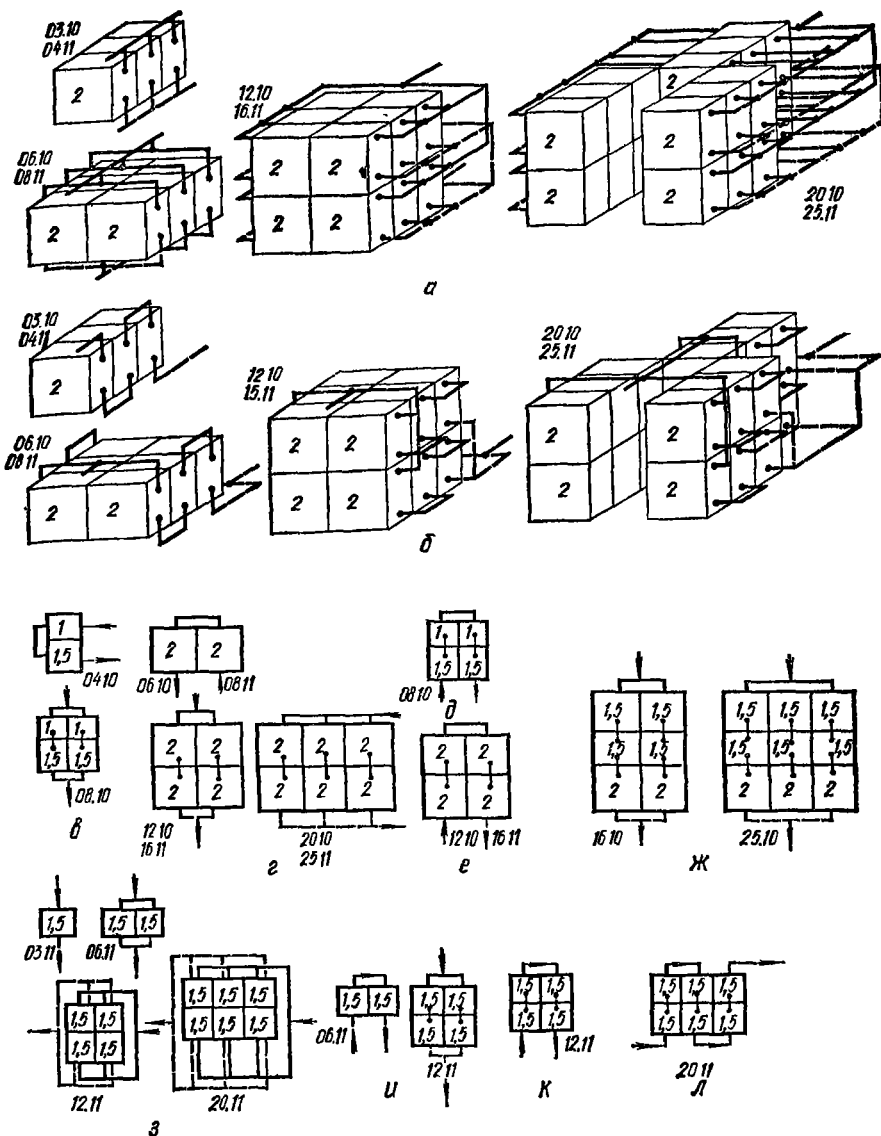


Рис. 4.37. Схемы обвязки воздухонагревателей:

а — к рис. 4.21 (параллельная); б — к рис. 4.22 (последовательная прямоточная); в — к рис. 4.23 (параллельная) и 4.24 (последовательная прямоточная); г — к рис. 4.25 (параллельная) и 4.26 (последовательная прямоточная); д — к рис. 4.27 (параллельная); е — к рис. 4.28 (параллельная), ж — к рис. 4.29 (параллельная); з — к рис. 4.30 (параллельная) и 4.31 (последовательная прямоточная); и — к рис. 4.32 (параллельная) и 4.33 (последовательная прямоточная); к — к рис. 4.34 (параллельная) и 4.35 (последовательная прямоточная); л — к рис. 4.36 (параллельная); 03.10 — индекс воздухонагревателя, цифры в схемах; 1 — однометровый базовый теплообменник; 1,5 — то же, полуметровый; 2 — то же, двухметровый.

На номограммах также приведены кривые для определения гидравлического сопротивления воздухонагревателей  $\Delta p_w$ , позволяющие определить значение  $\Delta p_w / \bar{G}_B^2$ , где  $\bar{G}_B = G_B / G_{\text{НОМ}}$ . Для определения значения  $\Delta p_w$  необходимо из начала координат через точку, координатами которой ( $k_{B,P}$  и  $k_w$ ) определялся расход теплоносителя, провести луч и определить абсциссу точки пересечения луча скривой  $\Delta p_w$  при заданном  $n$ .

Определив значение  $\Delta p_w / \bar{G}_B^2$ , можно вычислить  $\Delta p_w$  по формуле

$$\Delta p_w = (\Delta p_w / \bar{G}_B^2) (G_B / G_{\text{НОМ}})^2. \quad (4.96)$$

При необходимости пересчета гидравлического сопротивления воздухонагревателей для других расходов теплоносителя ( $G'_w$ ) пользуются формулой

$$\Delta p'_w = \Delta p_w \left( \frac{G'_w}{G_w} \right)^2. \quad (4.97)$$

Расчет воздухонагревателей в соответствии с требованиями СНиП II-33-75 выполняют для двух режимов: при температуре наружного воздуха, соответствующей параметрам Б, и при температуре наружного воздуха в точке излома графика температур. Рекомендуется проверять температуру обратной воды  $t_{wk}$  при температуре наружного воздуха  $t_n = 0^\circ \text{C}$ , так как из-за наличия определенного запаса по площади поверхности нагрева  $t_{wk}$  может опуститься ниже  $25^\circ \text{C}$ . Это вызовет срабатывание автоматики защиты от замораживания и отключение кондиционера, поскольку автоматика защиты обычно настраивается на температуру обратной воды  $25^\circ \text{C}$ .

С другой стороны [17], расход теплоносителя в переходном режиме  $G_{wp}$  может быть больше расчетного расхода теплоносителя  $G_{wp}$ , вычисленного по формуле (4.95).

Максимальный расход теплоносителя  $G_w^{\text{макс}}$  через воздухонагреватель для расчета его гидравлического сопротивления и подбора системы автоматики рекомендуется принимать по формуле

$$G_w^{\text{макс}} = (1,1 \div 1,15) G_{wp}. \quad (4.98)$$

В большинстве случаев при расчете воздухонагревателей получается ряд равноценных с теплотехнической стороны решений. Оптимальное решение выбирают на основе экономических расчетов.

**Пример.** Подобрать воздухонагреватели ВН для прямоточного кондиционера КТЦ-80 с номинальной производительностью по воздуху. Расчетные параметры наружного воздуха (параметры Б):  $t_{B,n}^p = -24^\circ \text{C}$ ;  $\varphi_n = 70\%$ ;  $t_{B,k}^p = 28^\circ \text{C}$ ; температура теплоносителя (воды)  $t_{w,n}^p = 150^\circ \text{C}$ ,  $t_{w,k}^p = 70^\circ \text{C}$ .

Проверить работу воздухонагревателя при температуре наружного воздуха  $t_{B,n} = 0^\circ \text{C}$  для двух случаев (при  $I_{B,K} = I_{K,0} = 29,3 \text{ кДж/кг}$ ):

1)  $t_{B,n} = 0^\circ \text{C}$ ;  $\varphi_n = 95\%$ ;  $t_{B,k} = 20,2^\circ \text{C}$ ;  $t_{w,n} = 79,6^\circ \text{C}$ ;

2)  $t_{B,n} = 0^\circ \text{C}$ ;  $\varphi_n = 30\%$ ;  $t_{B,k} = 26,1^\circ \text{C}$ ;  $t_{w,n} = 79,6^\circ \text{C}$ .

1. По таблице 4.21 определяем необходимые для расчета номограммы — рис. 4.23, 4.24 и 4.27.

2. Вычисляем расчетные значения коэффициентов  $k_w$  и  $k_B$  по формулам (4.87) и (4.88):

$$k_{wp} = \frac{150 - 70}{150 + 24} = 0,46;$$

$$k_{B,P} = \frac{28 + 24}{150 + 24} = 0,3.$$

3. По рис. 4.37 определяем размеры базовых воздухонагревателей и их обвязку по теплоносителю. В качестве базовых приняты одно- и полутораметровый воздухонагреватели, установленные параллельно по ходу воздуха. Количество теплообменников и их рядность определяем расчетом.

Номограмма, представленная на рис. 4.23, относится к схеме обвязки по теплоносителю параллельно-последовательной по фронту и параллельной по ходу воздуха; на рис. 4.24 — к параллельно-последовательной по фронту и последовательной по ходу воздуха; на рис. 4.27 — к последовательной по фронту и параллельной по ходу воздуха.

Дальнейший расчет выполняем для схемы обвязки по теплоносителю параллельно-последовательной по фронту и параллельной по ходу воздуха, т. е. по номограмме, приведенной на рис. 4.23.

4. На номограмме (рис. 4.23) находим расчетную точку с координатами  $k_{wp} = 0,46$  и  $k_{в.р} = 0,3$ . Ближайшая справа кривая с  $\bar{G}_в = 1$  определяет число рядов воздухонагревателей  $n = 3 = 1 + 2$ .

Из начала координат через расчетную точку проводим луч до пересечения с указанной кривой; точка пересечения определяет фактические значения  $k_{wy}$  и  $k_{в.у}$ : соответственно 0,49 и 0,32.

5. Находим координаты точек пересечения линий  $k_{wp} = \text{const}$  и  $k_{в.р} = \text{const}$  с указанной в п. 4 кривой:  $k_{в} = 0,33$  и  $k_w = 0,55$ .

6. По формуле (4.91) запас по площади поверхности нагрева воздухонагревателя составит  $\frac{0,32 - 0,3}{0,3} \cdot \frac{1}{1 - 0,5(0,49 + 0,32)} \cdot 100 = 11,2\%$ .

7. Запас по теплопроизводительности (формула 4.92)  $\frac{0,33 - 0,3}{0,3} 100 = 10\%$ .

8. Фактическую температуру обратной воды на выходе из воздухонагревателя определяем по формуле (4.93):

$$t_{\text{вк}}^{\Phi} = 150 - 0,55 \cdot (150 + 24) = 54,3^{\circ} \text{С.}$$

9. Согласно выражению (4.81), расчетная теплопроизводительность воздухонагревателя

$$Q = 0,278 \cdot 80\,000 \cdot 1,2 \cdot (28 + 24) = 1\,388\,000 \text{ Вт,}$$

где 1,2 — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

10. Расход теплоносителя определяем по формуле (4.94):

$$G_w = \frac{0,239 \cdot 80\,000 \cdot 1,2 \cdot 0,3}{0,55} = 12\,470 \text{ кг/ч.}$$

11. Расчетный расход теплоносителя, согласно выражению (4.95),

$$G_{\text{в.р}} = \frac{0,239 \cdot 80\,000 \cdot 1,2 \cdot 0,3}{0,46} = 14\,960 \text{ кг/ч.}$$

12. Для определения потерь напора при расходе теплоносителя  $G_w = 12\,470$  кг/ч проводим луч в точку с координатами  $k_w = 0,55$  и  $k_{в.р} = 0,3$ . Абсцисса точки пересечения этого луча с кривой  $\Delta p_w$  при  $n = 3$  определяет значение относительного гидравлического сопротивления воздухонагревателей  $\Delta p_w / \bar{G}_в^2 = 8,2$  кПа.

Потери напора вычисляем по формуле (4.96):

$$\Delta p_w = 8,2 \cdot 1 = 8,2 \text{ кПа.}$$

13. Для определения аэродинамического сопротивления воздухонагревателя  $\Delta p_a$  по формуле (4.84) с учетом табл. 4.18 находим массовую скорость воздуха в набегающем потоке:

$$v_p = \frac{80\,000 \cdot 1,2}{3600 \cdot 8,52} = 3,14 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с).}$$

Линейная скорость  $v = 3,14/1,2 = 2,61$  м/с.

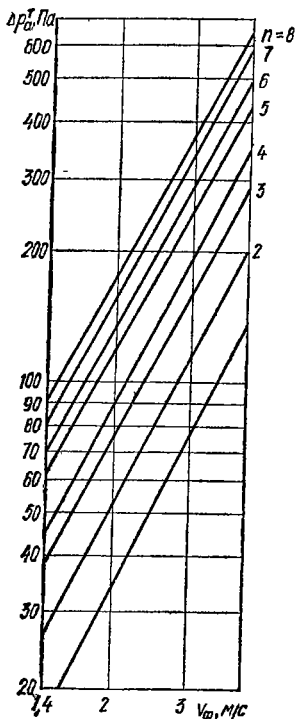
Для облегчения расчетов по формуле (4.84) по номограмме (рис. 4.38) находим значение  $\Delta p_a^T = b (vp)^m$ . В данном примере  $\Delta p_a^T = 124$  Па.

С учетом формулы (4.84) имеем

$$\Delta p_a = \psi \Delta p_a^T.$$

Средняя температура нагреваемого воздуха

$$t_{cp} = \frac{t_{в.н} + t_{в.к}}{2} = \frac{-24 + 28}{2} = 2^\circ \text{С}.$$



По табл. 4.19 или формуле (4.85) находим поправочный коэффициент  $\psi = 0,94$ .

Расчетное аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя  $\Delta p_a = 0,94 \cdot 124 = 116$  Па.

14. Для других схем обвязки по теплоносителю (см. п. 3) расчеты выполняем с помощью соответствующих номограмм.

Для схемы обвязки параллельно-последовательной по фронту и последовательной по воздухонагревателю (рис. 4.24) рядность воздухонагревателя  $n = 3$ , запас по площади поверхности — 11,1%, запас по теплопроизводительности — 10%, расход воды — 13 040 кг/ч, температура обратной воды — 57,8°С, гидравлическое сопротивление — 76 кПа.

Для схемы обвязки последовательной по фронту и параллельной по ходу воздуха (рис. 4.27) рядность воздухонагревателя  $n = 3$ , запас по площади поверхности — 17,4%, запас по теплопроизводительности — 20%, расход воды — 11 520 кг/ч, температура обратной воды — 45,6°С, гидравлическое сопротивление — 52 кПа.

15. Проверяем работу воздухонагревателя при температуре наружного воздуха 0°С.

Для схемы обвязки по теплоносителю параллельно-последовательной по фронту и параллельной по ходу воздуха, для которой выполняли рас-

Рис. 4.38. Номограмма для определения аэродинамического сопротивления воздухонагревателя при  $t_{cp} = 20^\circ \text{С}$ .

чет по пп. 4—13, для  $t_{в.н} = 0^\circ \text{С}$ ,  $\varphi_n = 95\%$ ,  $t_{в.к} = 20,2^\circ \text{С}$  и  $t_{в.н} = 79,6^\circ \text{С}$  вычисляем  $k'_{в.р} = \frac{20,2 - 0}{79,6 - 0} = 0,25$  и по номограмме (рис. 4.23) при  $n = 3$  определяем  $k'_w = 0,7$ .

Температура обратной воды

$$t'_{в.к} = 79,6 - 0,7 \cdot (79,6 - 0) = 23,8^\circ \text{С}.$$

Такая температура обратной воды может вызвать включение автоматики защиты от замораживания.

Расход теплоносителя через воздухонагреватель  $G'_w = 8194$  кг/ч.

Для  $t_{в.н} = 0^\circ \text{С}$ ,  $\varphi_n = 30\%$ ,  $t_{в.к} = 26^\circ \text{С}$  и  $t_{в.н} = 79,6^\circ \text{С}$  вычисляем

$$k'_{в.р} = \frac{26 - 0}{79,6 - 0} = 0,33$$

и по номограмме (рис. 4.23) при  $n = 3$  определяем  $k'_w = 0,45$ .

Температура обратной воды

$$t'_{wk} = 79,6 - 0,45 \cdot (79,6 - 0) = 43,8^\circ \text{C}.$$

Расход теплоносителя через воздухонагреватель  $G'_w = 16\,700$  кг/ч.

Таким образом, расход теплоносителя в переходном режиме выше расхода, определенного при расчетных условиях, что подтверждает целесообразность использования формулы (4.98):

$$G_{w}^{\text{макс}} = 1,12 \cdot 14\,960 = 16\,700 \text{ кг/ч}.$$

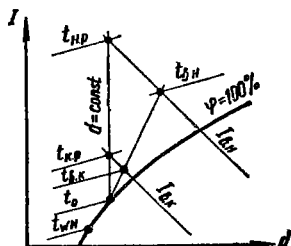
Наиболее приемлемую схему обвязки воздухонагревателей выбираем на основе технико-экономического сопоставления рассмотренных вариантов.

#### 4.5.4. ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ И БЛОКИ ТЕПЛОМАСООБМЕНА

Поверхностные неорошаемые воздухоохладители (ВО) предназначены для охлаждения воздуха холодной водой в теплый период года. Их можно также использовать для нагрева воздуха в холодный период, при этом в первые по ходу воздуха теплообменники подается горячая вода. Воздухоохладители собираются в пакет из базовых теплообменников, таких же, как и воздухонагреватели без обводного канала ВН. Воздухоохладители имеют по глубине от 4 до 8 рядов теплообменных трубок.

Блоки тепломассообмена БТМ-4 предназначены: для политропного охлаждения воздуха в теплообменниках, питаемых холодной водой; для изохлальной увлажняющей и охлаждения воздуха распыляемой водой в любое время года; для нагрева воздуха в теплообменниках, питаемых горячей водой. БТМ состоят из пакета базовых теплообменников, таких же, как и воздухонагреватели без обводного канала ВН, и системы противоточного однорядного орошения. Теплообменники имеют по глубине от 4 до 8 рядов теплообменных трубок. БТМ применяются в кондиционерах КТЦ-31,5 ÷ КТЦ-125, а также в КТЦ-31,5 ÷ КТЦ-250 со специальными схемами

Рис. 4.39. Схема построения на  $I - d$ -диаграмме условного процесса сухого охлаждения.



обработки воздуха. Изохлальный коэффициент эффективности — не менее 0,95. БТМ поставляются комплектно с насосами и трубопроводами для системы орошения.

По холодоносителю теплообменники ВО и БТМ могут соединяться параллельно, параллельно-последовательно и последовательно. Давление холодоносителя не должно превышать 1,2 МПа.

Применение ВО и БТМ в кондиционерах требует соответствующего технико-экономического обоснования.

Расчет и выбор количества теплообменников ВО и БТМ производятся на основании методики, разработанной ВНИИКондиционер [11]. По этой методике реальный процесс охлаждения и осушения воздуха заменяется условным процессом сухого охлаждения (рис. 4.39).

Расчет выполняют в следующем порядке.

1. Через реальные начальную ( $t_{вн}$ ,  $I_{вн}$ ) и конечную ( $t_{вк}$ ,  $I_{вк}$ ) точки на  $I - d$ -диаграмме проводят луч процесса до пересечения с кривой  $\varphi_0 = 100\%$  (если луч процесса не пересекает кривую  $\varphi_0 = 100\%$ , то осуществление



заданного режима в теплообменниках ВО и БТМ невозможно). Из точки пересечения луча процесса с кривой  $\varphi_0 = 100\%$  ( $t_0, \varphi_0 = 100\%$ ) проводят условный луч процесса  $d = d_0 = \text{const}$ , проходящий через точки  $t_0, \varphi_0 = 100\%$ ,  $I_{в.к.}$ ,  $t_{к.р}$  и  $I_{в.н.}$ ,  $t_{н.р}$ .

2. Начальную температуру холодной воды, поступающей в теплообменники, принимают по формуле

$$t_{\text{вн}} = t_0 - (3 \div 6). \quad (4.99)$$

3. Коэффициент относительного нагрева воздуха определяют по выражению

$$k_{\text{н.р}} = a \frac{t_{\text{н.р}} - t_{\text{к.р}}}{t_{\text{н.р}} - t_{\text{вн}}}, \quad (4.100)$$

где  $a$  — коэффициент, принимаемый равным 1 для реального режима сухого охлаждения и 1,15 — для реального режима охлаждения с осушением.

4. В соответствии с перечнем, приведенным в табл. 4.22, подбирают номограммы для расчета (рис. 4.40—4.47). При этом учитывают схему об-

Таблица 4.22. Указания по выбору номограмм для расчета воздухоохлаждителей и блоков теплообмена

Тип кондиционера	Индекс ВО или БТМ	Номограмма (номер рисунка)
КТП-31,5	03.02	4.40, 4.41
КТП-40	04.02	4.42, 4.43
КТП-63	06.02	4.40, 4.41, 4.44
КТП-80	08.02	4.42, 4.43, 4.45
КТП-125	12.02	4.40, 4.41, 4.44, 4.46
КТП-160	12.02	4.47
КТП-200	20.02	4.40, 4.41, 4.45
КТП-250	25.02	4.47

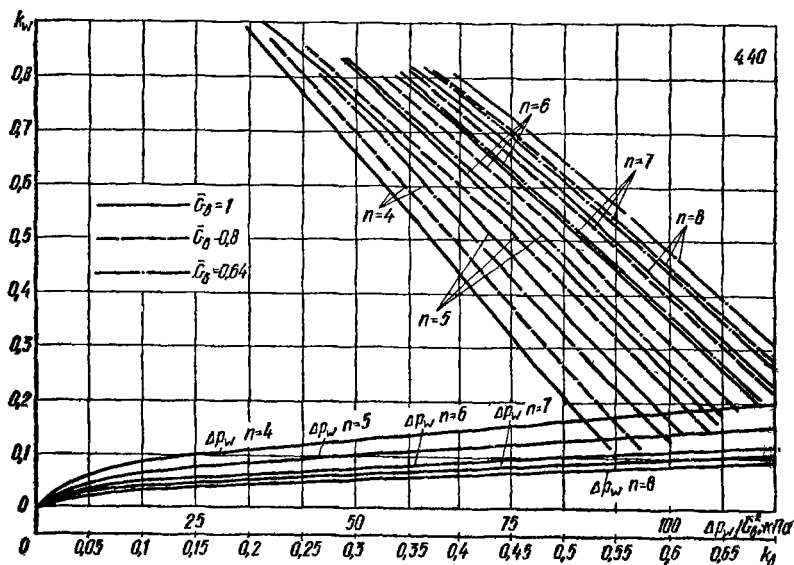
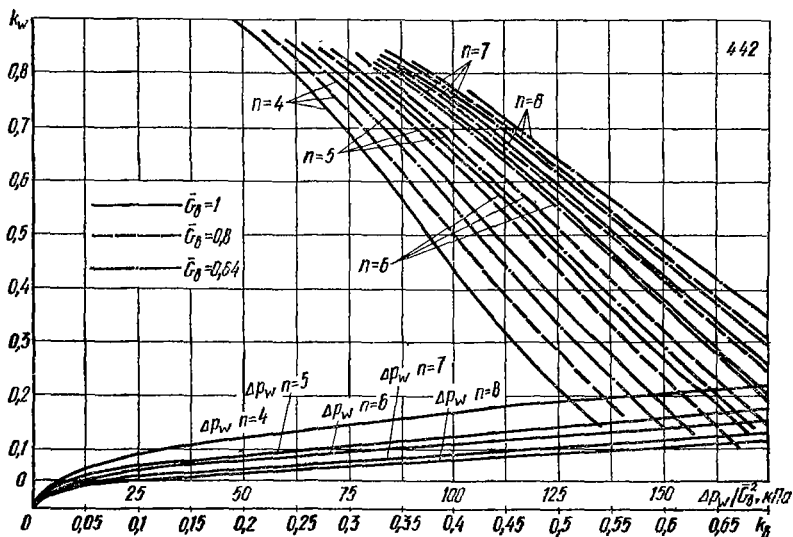
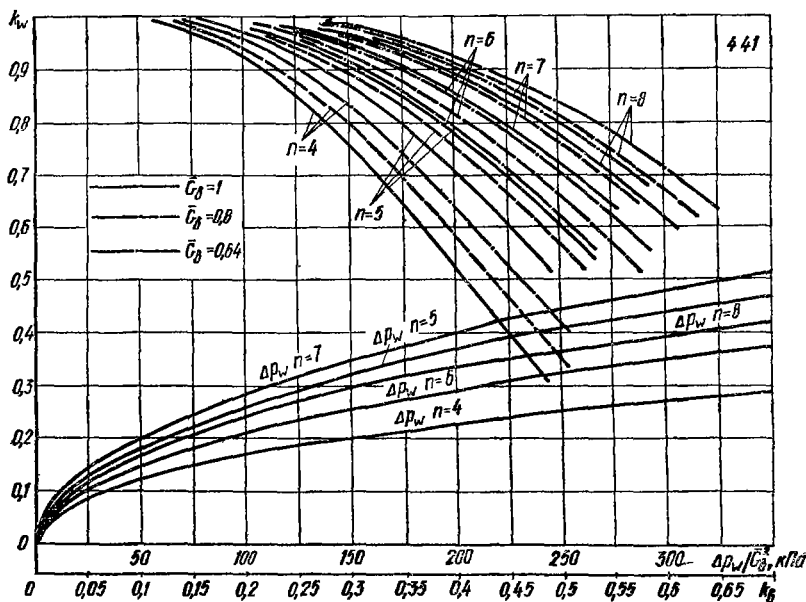


Рис. 4.40—4.47. Номограммы для расчета воздухоохлаждителей и блоков теплообмена (номер рисунка указан в правом верхнем углу номограммы).

вязки по фронту и по ходу воздуха (рис. 4.48).

5. На выбранной номограмме из точки с абсциссой  $k_{в,р}$ , расположенной на горизонтальной оси, приводят вертикальную линию  $k_{в,р} = \text{const}$  до пересечения с кривой, соответствующей заданной относительной воздухопроизводительности  $\bar{G}_в = G_в/G_{\text{НОМ}}$ . При этом может произойти пересечение линии  $k_{в,р} = \text{const}$  с кривыми, соответствующими различным значениям числа

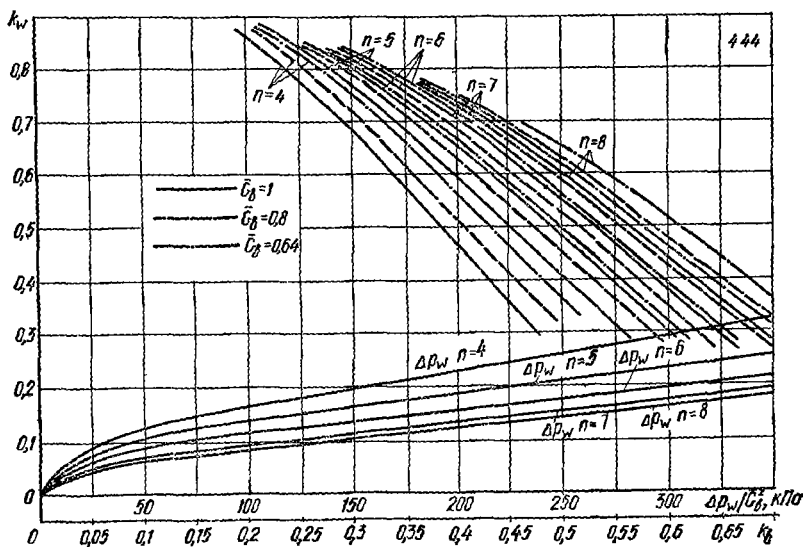
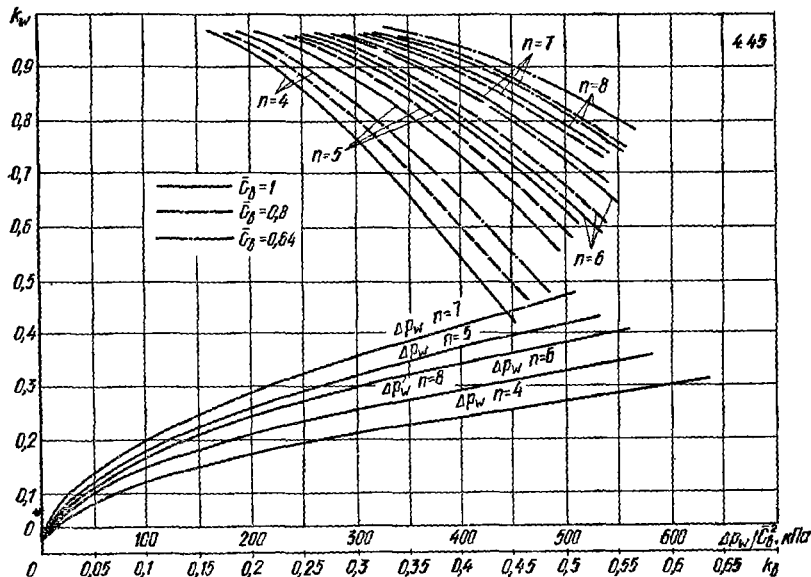


рядов теплообменных трубок по глубине  $n$ . Каждая из точек пересечения соответствует решению поставленной задачи. Оптимальный вариант можно выбрать на основании технико-экономического сравнения.

6. Ордината точки пересечения линии  $k_{в,р} = \text{const}$  с кривой  $\bar{G}_8$  при данном значении  $n$  соответствует значению коэффициента относительного перегрева воды  $k_{тв}$ .

7. Расход холодоносителя, кг/ч, определяют по формуле

$$G_w = 0,287Lk_{в,р}/k_w, \quad (4.101)$$

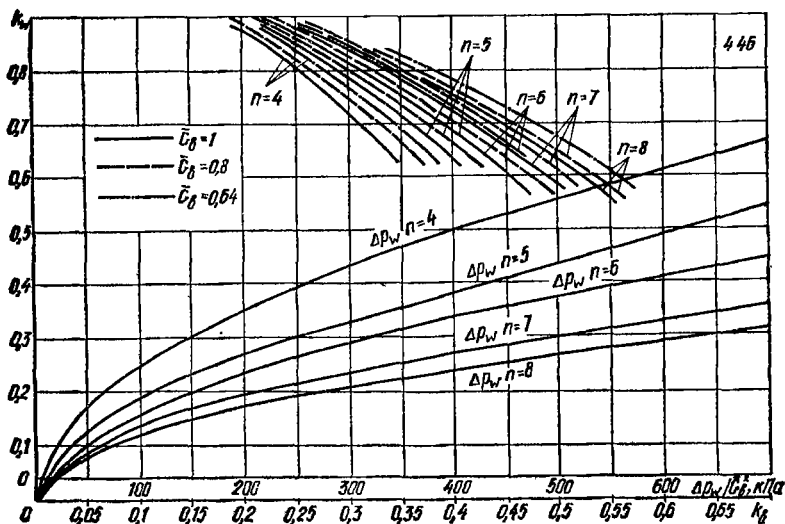
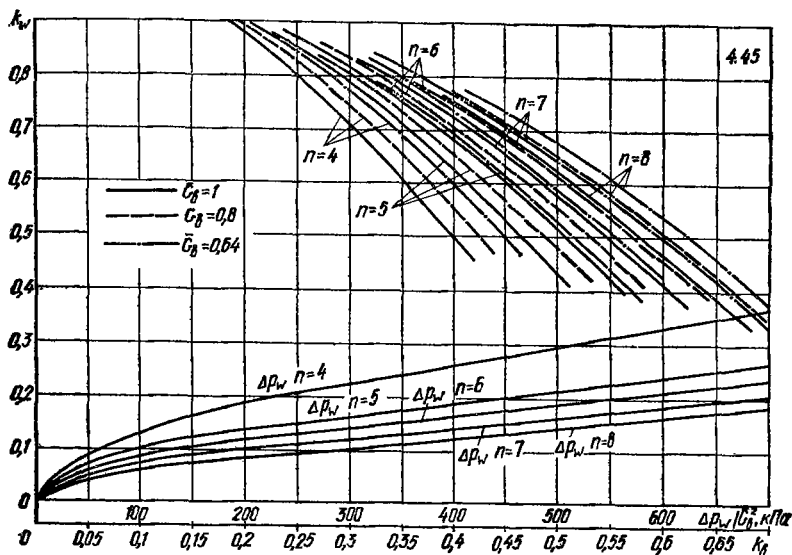


где 0,287 — отношение удельной объемной теплоемкости воздуха 1,2 кДж/(м<sup>3</sup> · К) к удельной массовой теплоемкости воды 4,19 кДж/(кг · К);  $L$  — воздухопроизводительность ВО и БТМ, м<sup>3</sup>/ч.

8. Конечная температура охлаждающей воды определяется формулой:

$$t_{\text{вк}} = t_{\text{вн}} + \frac{k_w}{a} (t_{\text{нр}} - t_{\text{вн}}), \quad (4.102)$$

где  $t_{\text{вн}}$  — начальная температура холодной воды, °С, принимаемая по формуле (4.99),  $k_w$  — коэффициент относительного перегрева воды, определяемый по п. 6;  $t_{\text{нр}}$  и  $a$  — то же, что и в формуле (4.100).



9. Для определения гидравлического сопротивления теплообменника на соответствующей номограмме из начала координат в точку с координатами  $k_{в.р.}$ ,  $k_w$  проводят прямую. Абсцисса точки пересечения этой прямой с кривой  $\Delta p_w$  при заданном  $n$  соответствует значению относительного сопротивления  $\Delta p_w / \bar{G}_B^2$ . Гидравлическое сопротивление теплообменников  $\Delta p_w$  определяют по формуле (4.96).

10. Величину аэродинамического сопротивления теплообменника, Па, вычисляют по формуле

$$\Delta p_T = k \Delta p_a + \Delta p_T, \quad (4.103)$$

где  $k$  — коэффициент, принимаемый равным 1 для реального процесса охлаждения и 1,4 — для процесса охлаждения с осушением;  $\Delta p_a$  — аэродинамиче-

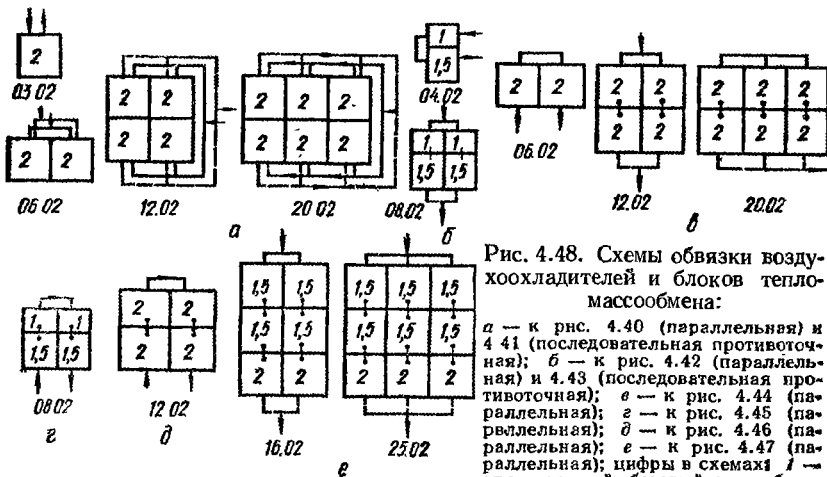
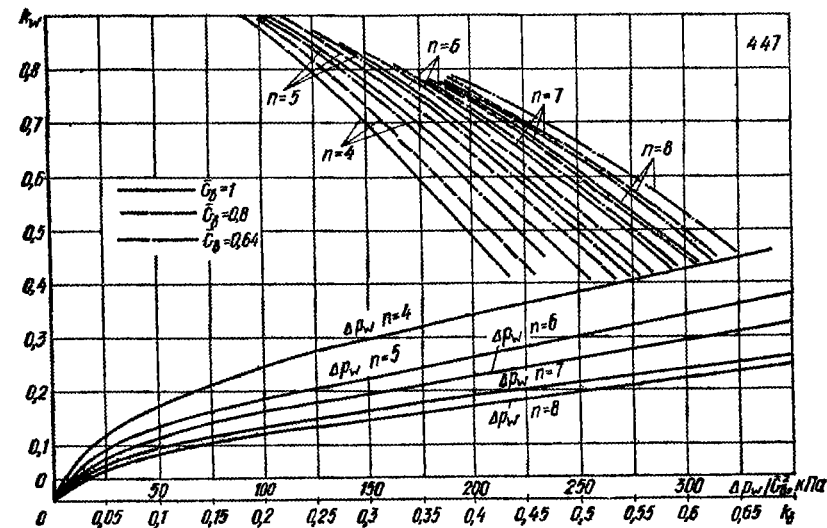


Рис. 4.48. Схемы обвязки воздухоохлаждателей и блоков теплообмена:

*a* — к рис. 4.40 (параллельная) и 4.41 (последовательная противоточная); *б* — к рис. 4.42 (параллельная) и 4.43 (последовательная противоточная); *в* — к рис. 4.44 (параллельная); *г* — к рис. 4.45 (параллельная); *д* — к рис. 4.46 (параллельная); *е* — к рис. 4.47 (параллельная); цифры в схемах 1 — однометровый базовый теплообменник; 1,5 — то же, полуметровый; 2 — то же, двухметровый.

ское сопротивление поверхностных теплообменников, Па, определяемое по формуле (4.84);  $\Delta p_1$  — аэродинамическое сопротивление каплеуловителей для ВО или оросительной системы и каплеуловителей для БТМ, Па:

$$\text{для ВО } \Delta p_1 = 7,8v^2; \quad (4.104)$$

$$\text{для БТМ } \Delta p_1 = 11,4v^2; \quad (4.105)$$

$$\text{для Кд 10А и 20А } \Delta p_1 = 7,8v^2, \quad (4.106)$$

где  $v$  — скорость воздуха в набегающем потоке, м/с, определяемая по формуле (4.83).

Исходя из условий соблюдения допустимого гидравлического сопротивления теплообменников или допустимой скорости холодоносителя в трубках, при параллельной обвязке теплообменников по ходу воздуха число рядов теплообменных трубок можно определять по приближенной зависимости

$$n = 4 \frac{I_{\text{п}} (1 - k_{\text{в.р}})}{I_{\text{п}} (1 - k_{\text{в.д}})}, \quad (4.107)$$

где  $k_{\text{в.д}}$  — коэффициент относительного перегрева воздуха в четырехрядном теплообменнике, выбираемый по соответствующей номограмме из условий заданного допустимого гидравлического сопротивления теплообменников.

Определенное по формуле (4.107) дробное число трубок округляют до ближайшего большего целого числа и весь дальнейший расчет ведут на данное число трубок.

**Пример.** Подобрать воздухоохладитель ВО для кондиционера КТЦ-80 с номинальной производительностью по воздуху. Начальные и конечные параметры воздуха:  $t_{\text{в.н}} = 23,2^\circ \text{C}$ ;  $I_{\text{в.н}} = 50$  кДж/кг;  $t_{\text{в.к}} = 15^\circ \text{C}$ ;  $I_{\text{в.к}} = 38$  кДж/кг.

1. Построением на  $I - d$ -диаграмме условного процесса сухого охлаждения определяем расчетные параметры воздуха:  $t_0 = 11,5^\circ \text{C}$ ;  $t_{\text{н.р}} = 28,5^\circ \text{C}$ ;  $t_{\text{к.р}} = 16,5^\circ \text{C}$ .

2. По формуле 4.99 определяем начальную температуру холодной воды:  $t_{\text{вн}} = 11,5 - 5,5 = 6^\circ \text{C}$ .

3. По формуле 4.100 вычисляем коэффициент относительного перегрева воздуха:

$$k_{\text{в.р}} = 1,15 \frac{28,5 - 16,5}{28,5 - 6} = 0,613.$$

4. В соответствии с табл. 4.22 определяем номограммы, используемые для расчета: рис. 4.42, 4.43, 4.45. Номограмма на рис. 4.42 соответствует параллельно-последовательной обвязке по фронту и параллельной по ходу воздуха, на рис. 4.43 — параллельно-последовательной по фронту и последовательной противоточной по ходу воздуха, на рис. 4.45 — последовательной по фронту и параллельной по ходу воздуха. Дальнейшие расчеты выполняем для обвязки параллельно-последовательной по фронту и параллельной по ходу воздуха.

5. На горизонтальной оси номограммы откладываем  $k_{\text{в.р}} = 0,613$  и проводим вертикальную линию, которая пересекает ряд кривых с относительным расходом воздуха  $\bar{G}_{\text{в}} = 1$ . Число рядов теплообменных трубок  $n$  может иметь ряд значений: в данном случае — от 5 до 8.

6. Для случая  $n = 6$  находим значение коэффициента относительного перегрева воды  $k_{\text{в}} = 0,25$  (ордината точки пересечения вертикальной линии  $k_{\text{в.р}} = 0,613$  с кривой  $\bar{G}_{\text{в}} = 1$ ;  $n = 6$ ).

7. Расход охлажденной воды определяем по формуле (4.101):

$$G_{\text{в}} = \frac{0,287 \cdot 80\,000 \cdot 0,613}{0,25} = 56\,500 \text{ кг/ч.}$$

8. Конечную температуру охлаждающей воды вычисляем по формуле (4.102):

$$t_{\text{вк}} = 6 + \frac{0,25}{1,15} (28,5 - 6) = 10,9^\circ \text{С.}$$

9. Для определения гидравлического сопротивления расчетную точку ( $k_{\text{в,р}} = 0,613$ ;  $k_w = 0,25$ ) соединяем прямой с началом координат. Точка пересечения этой прямой с кривой  $\Delta p_w$  при  $n = 6$  определяет значение  $\Delta p_w / \bar{G}_B^2 = 47$  кПа. Расчетное значение  $\Delta p_w$  определяем по формуле (4.96):

$$\Delta p_w = 47 \cdot 1 = 47 \text{ кПа.}$$

10. Для определения аэродинамического сопротивления воздухоохладителя находим значение скорости воздуха в набегающем потоке по формуле (4.83) с учетом табл. 4.18:

$$v = 80\,000/3600 \cdot 8,52 = 2,61 \text{ м/с.}$$

По номограмме (рис. 4.38) находим величину аэродинамического сопротивления при  $v=2,61$  м/с и  $n=6$ :  $p_a^T = 220$  Па.

По табл. 4.19 определяем значение  $\psi$  при  $t_{\text{ср}} = (23,2 + 15)/2 = 19,1^\circ \text{С}$ :  $\psi = 1$ .

Таким образом, по формуле (4.84)

$$\Delta p_a = 1 \cdot 220 = 220 \text{ Па.}$$

Значение коэффициента  $b$  принимаем равным 1,4, так как реальный процесс протекает с осушением.

Аэродинамическое сопротивление каплеуловителей воздухоохладителя ВО определяем по формуле (4.104):

$$\Delta p_1 = 7,8 \cdot 2,61^2 = 53 \text{ Па,}$$

Согласно формуле (4.103), полное аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя

$$\Delta p_T = 1,4 \cdot 220 + 53 = 361 \text{ Па.}$$

При  $n = 7$  расход охлаждающей воды — 39 200 кг/ч, конечная температура ее —  $13^\circ \text{С}$ , гидравлическое сопротивление — 17 кПа, аэродинамическое сопротивление — 417 Па. При  $n = 8$  расход охлаждающей воды — 34 400 кг/ч, конечная температура ее —  $14^\circ \text{С}$ , гидравлическое сопротивление — 10 кПа, аэродинамическое сопротивление — 466 Па.

С помощью номограмм (рис. 4.43 и 4.45) выполняем аналогичные расчеты для других схем обвязки.

Технико-экономическое сопоставление различных вариантов, отличающихся рядностью воздухоохладителя и схемой обвязки, но практически одинаковых по своим теплотехническим показателям, позволяет выбрать наиболее приемлемый вариант.

#### 4.5.5. ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ АГРЕГАТЫ

Вентагрегаты Ц4-76 одностороннего всасывания применяются для кондиционеров КТЦ-31,5÷КТЦ-125, а Ц4-100 двустороннего всасывания — для кондиционеров КТЦ-160÷КТЦ-250.

Для регулировки производительности вентагрегаты Ц4-76 имеют направляющий аппарат. Производительность вентагрегатов Ц4-100 рекомендуется регулировать с помощью индукторных муфт скольжения или другого оборудования, воздействующего на частоту вращения рабочего колеса.

Вентагрегаты кондиционеров КТЦ-31,5 и КТЦ-40 в зависимости от частоты вращения рабочего колеса развивают расчетное полное давление 0,8 и 1,2 кПа, а кондиционеров КТЦ-63÷КТЦ-250 — 0,8, 1,2 и 1,6 кПа.

Для выбора вентагрегатов необходимо знать расход воздуха, а также полное аэродинамическое сопротивление кондиционера и сети воздуховодов.

#### 4.5.6. ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КОНДИЦИОНЕРОВ КТЦ

Фильтры воздушные ФР-4 предназначены для очистки воздуха от пыли при среднегодовой запыленности до  $1 \text{ мг/м}^3$  и кратковременной запыленности до  $10 \text{ мг/м}^3$ . Воздух очищается объемным нетканым фильтрующим материалом пониженной горючести. Пылеемкость материала — не ниже  $4000 \text{ г/м}^2$ . Фильтрующий материал регенерируется. Регенерации не подлежит материал, загрязненный волокнистой пылью. Эффективность очистки воздуха — не ниже 80%. Удельная воздушная нагрузка на фронтальное сечение фильтра — не более  $10\,500 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$ . Аэродинамическое сопротивление фильтра при номинальной производительности кондиционера составляет в начале эксплуатации 60 Па, в конце — 300 Па, после чего фильтрующий материал регенерируется или подлежит замене.

Фильтры воздушные масляные самоочищающиеся ФС предназначены для очистки воздуха от пыли при запыленности до  $10 \text{ мг/м}^3$  и применяются в кондиционерах КТЦ специальных схем. Фильтры не рассчитаны на очистку воздуха от волокнистой пыли. Для смачивания фильтрующих панелей применяются следующие сорта масел: если в помещениях не допустим запах масла — масло висциновое (температура застывания  $t_3 = -20^\circ \text{C}$ ); если в помещениях допускается запах масла — масло индустриальное И-12А, И-20А (температура застывания  $t_3 = -30^\circ \text{C}$ ) и масло приборное МВТ (температура застывания  $t_3 = -60^\circ \text{C}$ ). Эффективность очистки воздуха — не ниже 80%. Удельная воздушная нагрузка на фронтальное сечение не более  $10\,600 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$ . Аэродинамическое сопротивление фильтра при номинальной производительности кондиционера составляет в начале эксплуатации 60, в конце — 100 Па, после чего масло фильтра подвергается регенерации или замене.

Клапаны воздушные предназначены для регулирования объемов наружного или рециркуляционного воздуха, поступающего в кондиционер. Удельная воздушная нагрузка на фронтальное сечение — не более  $25\,000 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$ . При этой нагрузке аэродинамическое сопротивление полностью открытого клапана — 25 Па.

Блоки приемные прямоточные БП предназначены для приема, регулирования и распределения по живому сечению наружного воздуха, поступающего в кондиционер, а блоки приемные смесительные БС — смеси наружного и рециркуляционного воздуха. Аэродинамическое сопротивление блоков БП и БС — 25 Па.

Камеры обслуживания КО применяются для формирования, а камеры воздушные ВК — для смешения воздушных потоков и обслуживания присоединенного оборудования (воздушных фильтров, камер орошения и т. п.).

Блоки соединительные БП обеспечивают ввод воздуха в вентиляторные агрегаты.

Все секции кондиционера, за исключением камер орошения, устанавливаются на опоры. Вентиляторные агрегаты устанавливаются на виброизолирующее основание.

#### 4.5.7. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ Кд

Центральные кондиционеры Кд-10А и Кд-20А служат для поддержания в помещениях требуемых параметров воздуха, необходимых по технологическим или санитарно-гигиеническим условиям. Кондиционеры собираются в правом или левом исполнении из отдельных секций, предназначенных для нагревания, охлаждения, осушки, увлажнения, смешивания и распределения воздуха. Компоновка секций выполняется так же, как для КТЦ.

Кондиционеры изготавливаются с номинальной производительностью по воздуху для Кд-10А  $10\,000$  и Кд-20А —  $20\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Работают по схемам обработки воздуха аналогично схемам работы кондиционеров КТЦ.



Основное оборудование кондиционеров Кд подобно оборудованию кондиционеров КТЦ и включает воздухонагреватели, воздухоохладители, камеры орошения, фильтры воздушные, клапаны воздушные и вентиляторные агрегаты.

Камера орошения ОКФ предназначена для политропных и изохлальных процессов обработки воздуха орошающей водой. Оросительная система камеры состоит из двух рядов стояков с форсунками встречного распыления. Камеры орошения изготавливаются в двух исполнениях, отличающихся общим количеством форсунок (табл. 4.23).

Таблица 4.23. Техническая характеристика камер орошения ОКФ

Тип кондиционера	Площадь поперечного сечения, м <sup>2</sup>	Максимальное аэродинамическое сопротивление при $G_{ном}$ , Па	Исполнение	Количество форсунок	
				в первом ряду	во втором ряду
Кд-10А	1,04	160	1	24	18
Кд-20А	2,07	160	2	30	24
			1	40	30
			2	50	40

Камера орошения ОКФ оборудована тангенциальными широкофакельными форсунками ШФ-5/9, расходные характеристики которых определяются по формуле (4.76).

Порядок расчета камер орошения кондиционеров Кд полностью совпадает с порядком расчета камер орошения кондиционеров КТЦ и выполняется с использованием номограммы (см. рис. 4.20).

Воздухонагреватели ВНО для кондиционеров Кд изготавливаются одноили двухрядными, с обводным каналом или с воздушным клапаном в обводном канале. Во фронтальном сечении устанавливается только один базовый теплообменник. Теплоносителем служит горячая вода с температурой до 180°С и давлением до 1,2 МПа.

Методы теплотехнического расчета воздухонагревателей кондиционеров Кд совпадают с методами расчета воздухонагревателей кондиционеров КТЦ.

Таблица 4.24. Указания по выбору номограмм для расчета воздухонагревателей ВНО и поверхностных неорошаемых воздухоохладителей ВО кондиционеров Кд

Тип кондиционера	Схема обвязки по ходу воздуха	Номограмма (номер рисунка)
Кд-10А	Параллельная	4.49
	Последовательная прямоточная	4.50
Кд-20А	» противоточная	4.51
	Параллельная	4.52
	Последовательная прямоточная	4.53
	» противоточная	4.54

Однако при этом следует учитывать, что поскольку воздухонагреватели Кд изготавливаются только с обводным каналом или клапаном, то при номинальном расходе воздуха через кондиционер при полностью закрытом клапане расход воздуха через воздухонагреватель составит  $1,25 G_{ном}$ . Для выбора расчетных номограмм (рис. 4.49—4.54) служит табл. 4.24. Последовательная противоточная обвязка (номограммы на рис. 4.51 и 4.54) не рекомендуется, поскольку при такой схеме повышается опасность замораживания теплообменников.

Поверхностные неорошаемые воздухоохладители ВО предназначены для охлаждения и осушения воздуха. Воздухоохладитель состоит

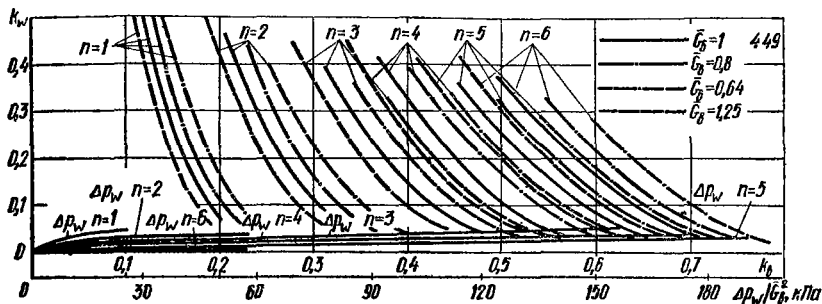
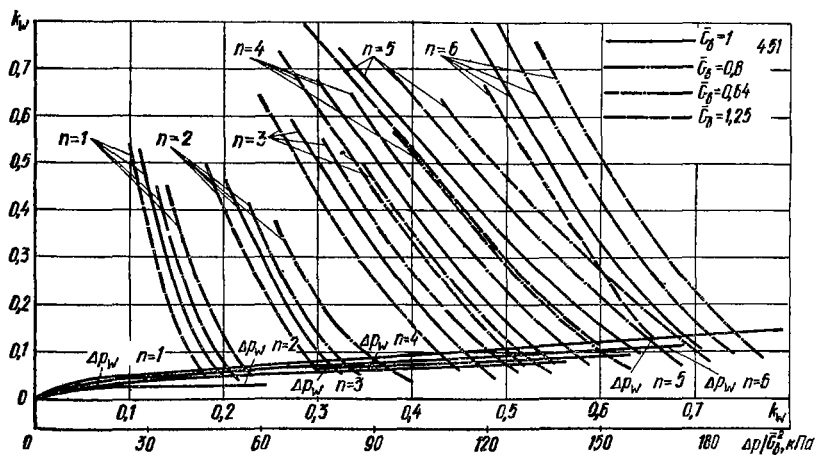
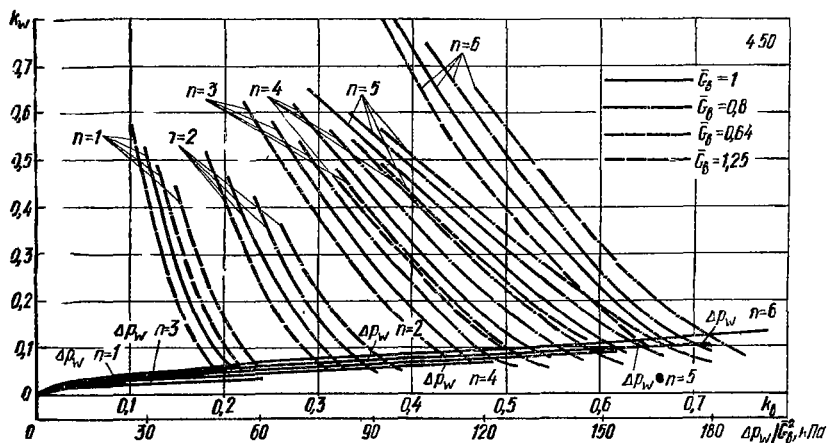


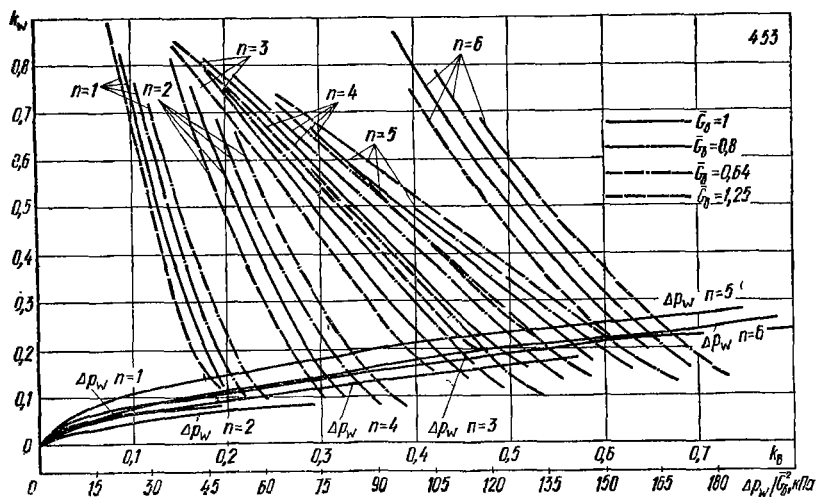
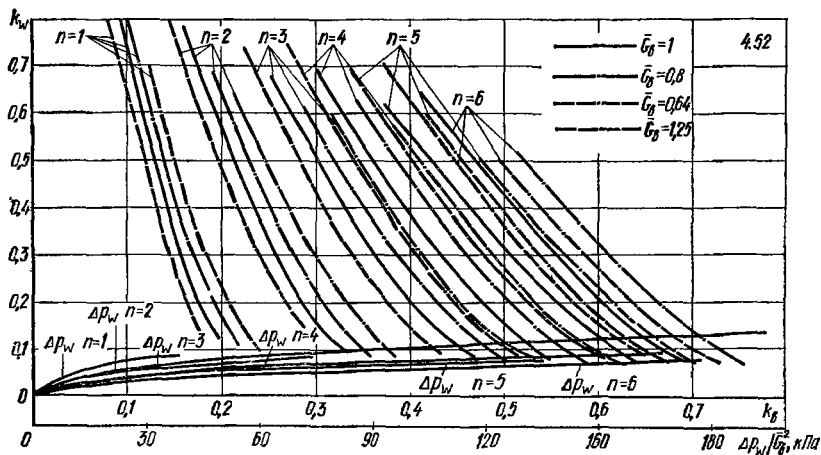
Рис. 4.49—4.54. Номограммы для расчета воздухонагревателей и воздухоохлаждателей кондиционеров Кд (номер рисунка указан в правом верхнем углу номограммы).

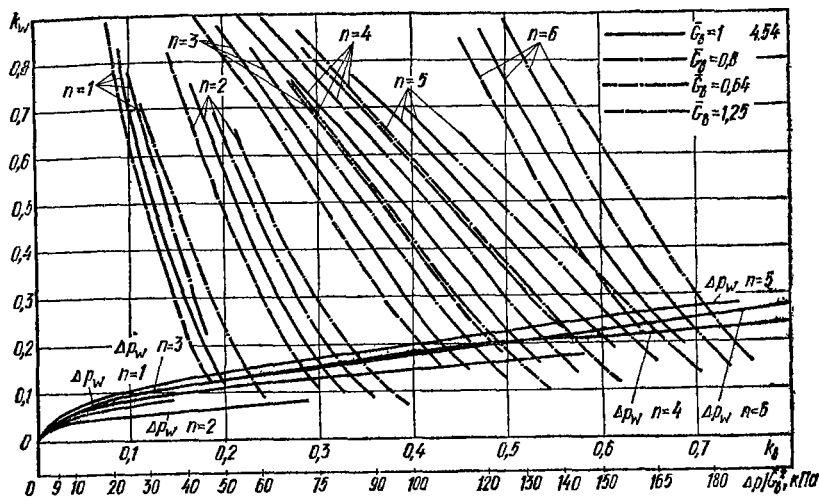


из теплообменников, установленных последовательно в пакет с числом рядов теплообменных трубок по ходу воздуха от 5 до 7. Холодоносителем служит холодная вода с давлением не более 1,2 МПа.

Расчет поверхностных неоршаемых воздухоохлаждителей кондиционеров Кд аналогичен расчету воздухоохлаждителей и блоков тепломассообмена кондиционеров КТЦ. Требуемые номограммы выбираются на основании табл. 4.24. При этом следует учитывать, что воздухоохлаждители должны иметь параллельную или последовательную противоточную обвязку по теплоносителю.

Вентиляторные агрегаты кондиционеров Кд служат для перемещения воздуха в кондиционере и подачи его по сети воздуховодов к местам потребления. Вентагрегат Ц4-70 № 6,3 для кондиционера Кд-10А с постоянной частотой вращения рабочего колеса развивает максимальное давление 1 кПа при номинальной воздухопроизводительности. Вентагрегат Ц4-70 № 8 для кондиционера Кд-20А в зависимости от частоты вращения развивает давление 0,6; 0,8 и 1,2 кПа. Производительность вентагрегатов регулируется с помощью направляю-





щих аппаратов. Для выбора вентиляторных агрегатов необходимо знать расход воздуха и полное аэродинамическое сопротивление кондиционера и сети воздуховодов.

Воздушные масляные фильтры ФС кондиционеров Кд-10А и Кд-20А аналогичны воздушным фильтрам ФС кондиционеров КТЦ, а воздушные фильтры ФР с объемным нетканым фильтрующим материалом — воздушным фильтрам ФР-4 кондиционеров КТЦ.

Вспомогательное оборудование включает: клапаны воздушные приемные для регулирования количества поступающего наружного воздуха; клапаны воздушные проходные для регулирования количества воздуха, поступающего в воздушные камеры; камеру обслуживания присоединенных к ней рабочих секций кондиционера (камеры орошения, воздухонагревателей и т. д.); камеру воздушную для смешивания двух потоков воздуха и обслуживания рабочих секций кондиционера; секцию присоединения кондиционера к всасывающему патрубку вентиляторного агрегата. Все секции кондиционеров, за исключением орошения, устанавливаются на опоры. Вентиляторные агрегаты устанавливаются на виброизолирующее основание.

## 4.6. ВЫБОР МЕСТНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

### 4.6.1. НЕАВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

Кондиционеры КНУ-2,5, КНУ-5, КНУ-7,5, КНУ-12А и КНУ-18А производительностью по воздуху соответственно 2,5; 5; 7,5; 12; 18 тыс.  $m^3/ч$  предназначены для круглогодичного автоматического поддержания в обслуживаемом помещении заданной температуры и относительной влажности. Тепло и холодоснабжение кондиционеров осуществляется от централизованных источников. Теплоносителем служит горячая вода с температурой  $130-70^\circ C$  для воздухонагревателя 1-го подогрева и  $70-40^\circ C$  — для воздухонагревателя 2-го подогрева, а холодоносителем — холодная вода с расчетной температурой  $8^\circ C$ . Рабочее давление тепло- и холодоносителя  $0,5 MPa$ , давление воды перед форсунками —  $0,12 MPa$ .

Технологическая схема кондиционеров позволяет использовать их как в системах прямооточного кондиционирования, так и в системах с первой рециркуляцией.

куляцией воздуха из помещений. Последовательность обработки воздуха: забор наружного воздуха, смешение его с рециркуляционным, очистка от пыли, первый подогрев, охлаждение с осушкой или увлажнением, второй подогрев и подача в помещение. Эффективность очистки воздуха — 92%.

В кондиционерах КНУ-2,5, КНУ-5 и КНУ-7,5 воздух охлаждается в камере орошения, а в кондиционерах КНУ-12А и КНУ-18А — в поверхностных орошаемых воздухоохладителях. Для распыления орошающей воды имеются встроенные насосы, которые в кондиционерах КНУ-2,5, КНУ-5 и КНУ-7,5 служат для смешения холодоносителя и рециркуляционной воды и подачи ее к форсунам, а в кондиционерах КНУ-12А и КНУ-18А — работают как рециркуляционные.

В кондиционерах типа КНУ применена пневматическая система автоматического регулирования с расходом сжатого воздуха не менее 7,5 кг/ч и давлением 0,3—0,6 МПа

Кондиционер КТН-1,6-0,1 производительностью по воздуху 1,6 тыс. м<sup>3</sup>/ч предназначен для поддержания в обслуживаемом помещении заданной температуры 20° С в режиме нагрева и 21° С — в режиме охлаждения. Его можно использовать в системах кондиционирования с централизованными источниками тепло- и холодоснабжения.

Кондиционер КТН-1,6-0,1 работает на смеси наружного и рециркуляционного воздуха или только на рециркуляционном воздухе со следующей технологической схемой его обработки: смешение, очистка от пыли, нагрев или охлаждение в поверхностном теплообменнике. В зависимости от требований обработки воздуха в теплообменник подается горячая или охлажденная вода. Относительная влажность обработанного воздуха не регулируется.

В кондиционере предусмотрена электрическая система автоматического регулирования.

#### 4.6.2. АВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

Кондиционеры шкафного исполнения КТА-1-2,0-04Б, КТА-1-3,15-01А, КТА-1-4,0-01А, КТА-1-6,3-01А и КТА-1-10-01А производительностью по воздуху соответственно 2; 3,15; 4; 6,3; 10 тыс. м<sup>3</sup>/ч предназначены для круглогодичного кондиционирования воздуха в служебных административных и производственных помещениях. Работают на смеси наружного и рециркуляционного воздуха. Расход наружного воздуха рекомендуется принимать до 30% общей воздухопроизводительности.

Кондиционер КТА-1-25ЭВМ-01А является модификацией кондиционера КТА-1-6,3-01А и используется для кондиционирования машинных залов ЭВМ, где требуется подача воздуха в подпольное пространство.

В кондиционерах последовательно осуществляется смешивание наружного и рециркуляционного воздуха, очистка его от пыли, охлаждение с осушкой, нагрев и увлажнение. Охлаждение и осушка воздуха осуществляются в поверхностном воздухоохладителе-испарителе встроенного холодильного агрегата. Для нагрева воздуха кондиционеры имеют встроенный электронагреватель, а также поверхностный теплообменник, подсоединенный к системе централизованного теплоснабжения. Для увлажнения используется поверхностный увлажнитель.

Автономный кондиционер КТА-2-5-01 производительностью по воздуху 5 тыс. м<sup>3</sup>/ч предназначен для круглогодичного кондиционирования воздуха в служебных, административных и производственных помещениях. Кондиционеры изготавливаются в двухблочном исполнении: воздухообрабатывающий и конденсаторный блоки. Конденсаторный блок можно устанавливать на расстоянии до 10 м по горизонтали и до 7 м по вертикали от воздухообрабатывающего блока.

Минимальная температура воздуха, при которой холодильный агрегат может нормально работать, — 15° С. Кондиционер работает на смеси наружного и рециркуляционного воздуха, осуществляя его очистку, нагрев, охлаждение, осушку и увлажнение. Воздух нагревается в поверхностном воздухонагрева-

Таблица 4.25 Расчет автономного кондиционера

Наименование показателей	Источник, формула	Зимний период	Летний период
Расчетные параметры наружного воздуха:			
$t_{н}^*$ , °C		-24	27
$I_{н}^*$ , кДж/кг	СНиП II-33-75	-23	52
$d_{н}^*$ , г/кг		0,4	9,8
$\varphi_{н}$ , %		80	44
Расчетные параметры внутреннего воздуха:			
$t_{в}^*$ , °C	—	20	23
$I_{в}^*$ , кДж/кг		31,2	49,8
$d_{в}^*$ , г/кг		4,4	10,5
$\varphi_{в}$ , %		30	60
Теплопоступления за счет солнечной радиации $Q_{ср}$ , Вт	По расчету	—	2000
Теплопоступления от людей $Q_{л}$ , Вт	Табл. 2 24; $Q_{л} = an$	2085	2085
Теплопоступления от внутренних источников $Q_{вн}$ , Вт	По расчету	600	400
Нескомпенсированные теплопотери через ограждающие конструкции $Q_{тп}$ , Вт	"	1200	—
Избыточные тепловыделения $Q$ , Вт	$Q = Q_{ср} + Q_{л} + Q_{вн} - Q_{тп}$	1485	4485
Избыточные влаговыделения $W$ , кг/ч	Табл. 2.24 (4.24)	1,05	1,35
Угловой коэффициент луча процесса для помещения $\epsilon$ , кДж/кг		5090	11 960
Санитарная норма расхода наружного воздуха из расчета 40 м <sup>3</sup> /(ч·чел.) $L_{н}$ , м <sup>3</sup> /ч	—	600	600
Избыточная температура удаляемого воздуха $\Delta t_{ух}$ , °C	По расчету воздухо-раздачи	6	6
Принятые параметры приточного воздуха:			
$t_{п}^*$ , °C		14	17
$I_{п}^*$ , кДж/кг	По расчету;	19,4	42
$d_{п}^*$ , г/кг	$I$ — $d$ -диаграмма	2	9,8
$\varphi_{п}$ , %		20	80
Расчетный расход вентиляционного воздуха:			
$L$ , м <sup>3</sup> /ч	(4.14)	453	2070
$L$ , м <sup>3</sup>	$L = G/1,2$	378	1725
Разность энтальпий приточного и внутреннего воздуха при расходе вентиляционного воздуха $L_{п} = 2000$ м <sup>3</sup> /ч $\Delta I$ , кДж/кг	$\Delta I = \frac{3,6Q}{1,2L_{п}}$	2,2	6,7
Фактические параметры приточного воздуха (после вентилятора):			
$t_{п}^*$ , °C	По расчету.	18,7	17,7
$I_{п}^*$ , кДж/кг	$I$ — $d$ -диаграмма	29	43,1
$d_{п}^*$ , г/кг		4	9,9
$\varphi_{п}$ , %		29	78
Фактические параметры приточного воздуха (до вентилятора):			
$t_{п}^*$ , °C	То же	17,7	16,7
$I_{п}^*$ , кДж/кг		28	42,1
$d_{п}^*$ , г/кг		4	9,9
$\varphi_{п}$ , %		34	83

Наименование показателей	Источник, формула	Зимний период	Летний период
Параметры точки смеси наружного и рециркуляционного воздуха: $t_c$ , °C $I_c$ , кДж/кг $d_c$ , г/кг $\varphi_c$ , % Тепловая нагрузка на воздухоохладитель $Q_{в.о}$ , Вт	По расчету; $I - d$ -диаграмма  $Q_{в.о} =$ $= \frac{1,2L_T (I_c - I'_п)}{3,6}$	6,8 14,9 3,2 53 —	24,2 50,5 10,3 53 5600
Тепловая нагрузка на воздушонагреватель $Q_H$ , Вт, с учетом того, что процесс увлажнения протекает при постоянной температуре $t'_п$	$Q_H = \frac{1,2L_T c (t'_п - t_c)}{3,6}$	7270	—
Фактическая холодопроизводительность холодильного агрегата ( $Q_{х.п} = 9300$ Вт, $t_{в.н} = 22^\circ\text{C}$ , $t_{в.н} = t_c = 24,2^\circ\text{C}$ ) $Q_{х.п}$ , Вт	(4.108)	—	8820
Фактическая теплопроизводительность водного теплообменника ( $Q_{т.п} = 14\,500$ Вт, $t_{вн} = 95^\circ\text{C}$ , $t_{в.н} = t_c = 6,8^\circ\text{C}$ , $t_{вн.п} = 130^\circ\text{C}$ , $t_{в.н.п} = -30^\circ\text{C}$ ) $Q_T$ , Вт	(4.109)	7990	—
Количество воды, испаряющейся в парогенераторе, $W_{исп}$ , кг/ч	$W_{исп} = 1,2L_T (d_p^* - d_c) 10^{-3}$	1,92	—

теле, питаемом горячей водой от централизованного источника, охлаждается в поверхностном воздухоохладителе-испарителе холодильного агрегата. Увлажнение воздуха осуществляется с помощью парогенераторов прямого действия (нагреватели ТЭН-39).

#### 4.6.3. РАСЧЕТ МЕСТНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Расчет и выбор местных кондиционеров производятся в соответствии с общепринятой методикой расчета кондиционеров, работающих по прямой схеме или схеме с первой рециркуляцией. При этом учитывают, что характеристики холодо- и теплопроизводительности приведены в паспортах кондиционеров для конкретных режимов.

Холодопроизводительность  $Q_{х.п}$  холодильных агрегатов автономных кондиционеров определяется по ГОСТ 10 808—73\* при температуре воздуха на входе в воздухоохладитель-испаритель  $t_{в.н.п} = 27^\circ\text{C}$  и температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор  $t_{вн.п} = 25^\circ\text{C}$ . При других условиях работы воздухоохладителя его холодопроизводительность, Вт, рассчитывается по формуле

$$Q_x = Q_{x.п} \left[ 1 + \frac{(3,5 \div 4) (t_{в.н} - t_{в.н.п}) + (1,5 \div 2) (t_{вн.п} - t_{вн})}{100} \right], \quad (4.108)$$

где  $t_{в.н}$  — фактическая температура воздуха на входе в воздухоохладитель-испаритель, °C;  $t_{вн}$  — фактическая температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °C.

Теплопроизводительность воздушонагревателя, Вт, при работе в условиях, отличных от паспортных, определяется по формуле

$$Q_T = Q_{T.п} \frac{t_{в.н} - t_{в.п}}{t_{в.н.п} - t_{в.п.п}}, \quad (4.103)$$

где  $t_{в.н.п}$  и  $t_{в.н}$  — паспортные значения температуры соответственно воздуха и воды на входе в воздухонагреватель, °С;  $Q_{T.п}$  — теплопроизводительность воздухонагревателя, приведенная в паспорте кондиционера, Вт.

При расчете следует учитывать также, что в некоторых кондиционерах увлажнение производится с помощью парогенераторов прямого действия и луч процесса увлажнения практически совпадает с линией  $t = \text{const}$ .

Поскольку автономные кондиционеры, как правило, имеют ограниченную мощность увлажнителя, параметры внутреннего воздуха принимаются по минимально допустимым нормам.

**Пример.** Подобрать автономный кондиционер для помещения площадью 108 м<sup>2</sup> и высотой 4 м. Количество людей — 15 чел.

Результаты расчета приведены в табл. 4.25.

По расчетному расходу вентиляционного воздуха при принятых параметрах (см. табл. 4.25)  $L = 1725$  м<sup>3</sup>/ч к дальнейшему расчету принимается кондиционер КТА-1-2,0-04Б. Рекомендуемый расход наружного воздуха составляет 30% общего расхода:  $L = 2000$  м<sup>3</sup>/ч;  $L_N = 600$  м<sup>3</sup>/ч.

Кондиционер подобран правильно, поскольку  $Q_x > Q_{в.о}$  ( $8820 > 5600$ );  $Q_T > Q_N$  ( $7990 > 7270$ ), а количество испарившейся влаги  $W_{исп} = 1,92$  кг/ч не превышает паспортной влагопроизводительности увлажнителя, равной 2 кг/ч.

## 4.7. ВЫБОР И РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

### 4.7.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ПРИТОЧНЫХ СТРУЯХ [5, 6, 19]

Воздушная струя образуется в результате принудительного истечения воздуха из воздухораспределительного устройства (рис. 4.55—4.61). В зависимости от конструкции воздухораспределителя (ВР) струи могут быть прямоточными или закрученными.

Прямоточные струи подразделяются на компактные и плоские, у которых векторы скорости истечения параллельны между собой, а также веерные и конические, у которых векторы скорости истечения образуют некоторый угол. Закрученные струи подразделяются на полные веерные и конические. Векторы скорости истечения у них складываются из векторов скорости поступательного и вращательного движений.

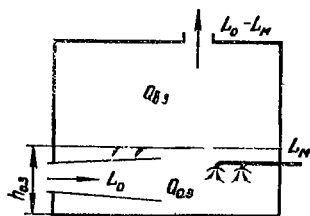


Рис. 4.55. Схема подачи воздуха ВР, расположенными в рабочей зоне.

Максимальные скорости движения воздуха  $v_x$ , избыточные температуры  $\Delta t_x$  и концентрации вредных веществ  $\Delta Z_x$  в струях располагаются на условных поверхностях максимальных параметров (ПМП). Значения параметров воздуха уменьшаются к границам струи и по мере удаления струи от места истечения.

Форма струи зависит от конструктивных особенностей ВР, в том числе от оформления воздуховыпускного отверстия.

Компактные струи образуются при истечении воздуха из отверстий, имеющих круглую или близкую к квадратной форму. В этом случае ПМП представляет собой прямую линию, совпадающую с геометрической осью струи.

Веерные струи образуются при принудительном увеличении угла раскрытия струи. Различают полные веерные струи, у которых угол раскрытия составляет



360°, и неполные, у которых этот угол менее 360°. ПМГ представляет собой плоскость, совпадающую с плоскостью принудительного угла раскрытия струи.

Конические струи образуются также при принудительном увеличении угла раскрытия струи. ПМГ представляет собой коническую поверхность.

Плоские струи образуются при истечении из вытянутых прямоугольных отверстий. ПМГ представляет собой плоскость, совпадающую с геометрической

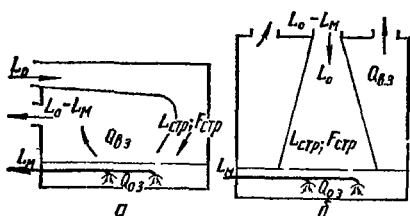


Рис. 4.56. Схемы подачи воздуха ВР, расположенными выше рабочей зоны, при удалении его вие зоны непосредственного воздействия струи:

а — настиляющая струя; б — ненастиляющая струя.

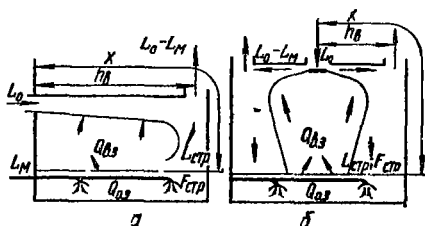


Рис. 4.57. Схемы подачи воздуха ВР, расположенными выше рабочей зоны, при удалении его в зоне непосредственного воздействия струи:

а — плоская, или компактная струя; б — веерная струя.

плоскостью симметрии струи, параллельной большей стороне прямоугольного отверстия. Образующуюся при истечении из вытянутого прямоугольного отверстия струю рассчитывают как плоскую на расстоянии  $x \leq 6l_0$ , где  $l_0$  — размер большей стороны прямоугольного отверстия. При  $x > 6l_0$  струю рассчитывают как компактную.

Закрученные струи образуются при установке закручивающих устройств в подводящем трубке ВР или при тангенциальном подводе воздуха к ВР и имеют форму веерной и конической струи. ПМГ представляет собой сложную поверхность, причем ПМГ для скорости (ПМС) не всегда совпадает с ПМГ для избыточной температуры (ПМТ) и концентрации (ПМК).

Струя считается свободной при условии, что закономерности ее истечения не нарушаются влиянием ограничивающих плоскостей и соседних струй.

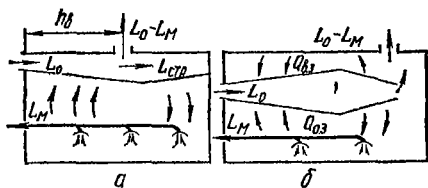


Рис. 4.58. Схемы подачи воздуха ВР, расположенными выше рабочей зоны, когда параметры его в рабочей зоне формируются обратными потоками:

а — настиляющая струя; б — ненастиляющая струя

В поперечных сечениях свободной воздушной струи на некотором расстоянии от начала истечения устанавливаются, как правило, подобные профили параметров воздуха.

Образующиеся в помещении приточные струи развиваются как свободные до тех пор, пока площадь их поперечного сечения  $F_{стр}$  не достигнет величины, равной примерно  $1/4$  площади помещения  $F_{пом}$ , приходящейся на одну струю.

Сечение струи, для которого  $\bar{F}_{стр} = F_{стр}/F_{пом} \approx 0,25$ , называется первым критическим. До него индуцированные обратные потоки не оказывают на струю ваметного тормозящего действия.

После того как струей пройдено первое критическое сечение, начинает скываться ее стеснение: скорость воздуха падает быстрее, чем в свободной струе,

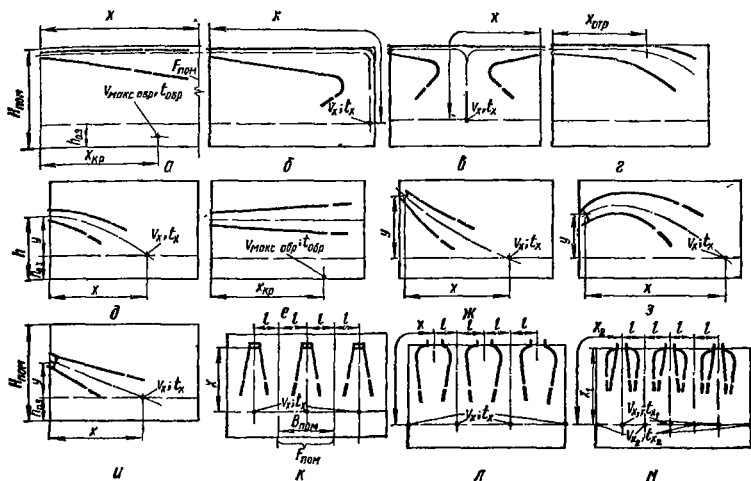


Рис. 4.59. Схемы подачи воздуха прямоточными струями ВР, расположенными выше рабочей зоны:

а — г, л — горизонтально с настилянем; д, е — горизонтально без настилянка; ж, з, и — под углом к горизонтальной плоскости; к — вертикально сверху вниз; л — горизонтально с настилянем и вертикально сверху вниз (двухструйно)

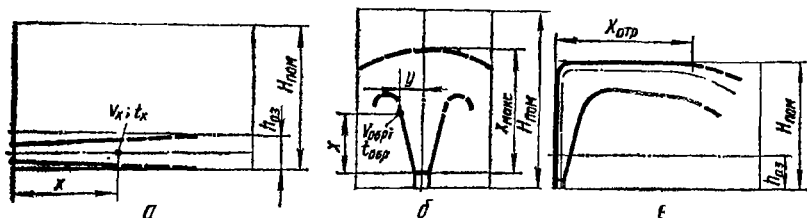


Рис. 4.60. Схемы подачи воздуха прямоточными струями ВР, расположенными в рабочей зоне:

а — горизонтально; б — вертикально снизу вверх без настилянка; в — вертикально снизу вверх с настилянем.

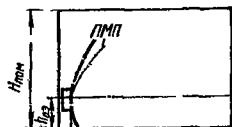
а избыточная температура — медленнее. Начиная с сечения, когда  $\bar{F}_{стр} \approx 0,4$ , поперечные размеры струи начинают уменьшаться — струя затухает. Сечение струи в этом месте носит название второго критического.

Условия развития стесненной струи учитываются введением в расчетные формулы коэффициента стеснения  $k_c$ .

При распространении прямоточной струи вблизи ограждения образуется настиляющаяся струя, в которой ПМП практически совпадают с плоскостью ограждения. Максимальная скорость в такой струе увеличивается по сравнению со свободной струей примерно в  $\sqrt{2}$  раза.

Горизонтальные компактные струи настиляются на потолок, если ВР находится на расстоянии от пола  $h > 0,65H_{пом}$ , где  $H_{пом}$  — высота помещения. При

Рис. 4.61. Схема подачи воздуха закрученными струями горизонтально ВР, расположенными в рабочей зоне.



$0,65H_{\text{пом}} > h > 0,35H_{\text{пом}}$  компактные струи не будут настиляться. Веерные и плоские струи менее устойчивы и с удалением от ВР настиляются на ближайшее ограждение независимо от значения  $h$ .

При подаче воздуха в помещение несколькими приточными струями может происходить их взаимодействие, что учитывается введением в расчетные формулы коэффициента взаимодействия  $k_{\text{в}}$ . При этом значения параметров воздуха увеличиваются по сравнению с параметрами воздуха одной струи.

Взаимодействие струй не учитывается, если струи развиваются в стесненных условиях и отделены друг от друга обратным потоком, откуда осуществляется их подпитка, приводящая не к увеличению, а к уменьшению скорости в струе. Это учитывается введением коэффициента стеснения  $k_{\text{с}}$ .

Вентиляционные струи могут развиваться в изотермических и неизотермических условиях. Изотермическими являются условия, при которых температура притока не отличается от температуры воздуха в помещениях. При неизотермических условиях температура притока отличается от температуры воздуха в помещениях. В неизотермических условиях приточные струи развиваются под влиянием инерционных и гравитационных сил, возникающих за счет разности плотностей воздуха в струе и в помещении. Под воздействием гравитационных сил изме-

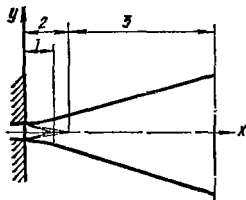


Рис. 4.62. Схема воздушной струи.

няется дальнобойность струи, ее траектория, нарушается подобие скоростных и температурных полей в поперечных сечениях струи. Для отражения влияния гравитационных и инерционных сил на форму траектории струи и на максимальные параметры воздуха в ней в расчетные формулы вводится коэффициент неизотермичности  $k_{\text{н}}$ , связанный с критерием Архимеда.

В струе, выпущенной горизонтально или под углом к горизонтальной плоскости, траектория потока воздуха поднимается вверх, если струя нагрета, или опускается вниз, если струя охлаждена. При вертикальной подаче воздуха траектория струи прямолинейна. В случае разнонаправленного действия архимедовых и инерционных сил выпущенная вертикально струя затормаживается и на расстоянии  $x_{\text{макс}}$  меняет направление своего движения на обратное.

Вертикальные струи, поданные снизу вверх и настиляющиеся на поверхность окна или стены, распространяются вдоль потолка горизонтально, причём охлажденные струи на расстоянии  $x_{\text{отр}}$  отрываются от плоскости потолка.

Нагретая или охлажденная струя независимо от схемы ее подачи сохраняет направление своей оси практически неизменным на расстоянии  $x < 0,45H$ , где  $H$  — геометрическая характеристика струи, определяемая по формулам (4.120) и (4.121). При вертикальной подаче воздуха неизотермичность можно не учитывать, если  $x < 0,3H$  для компактных и плоских струй и  $x < 0,4H$  — для неполных веерных струй. Это справедливо как для струй, настиляющихся на плоскость, так и для ненастиляющихся. При расчете следует определять  $H$  по соответствующим значениям  $m$  и  $n$ , учитывающим условия распространения струи (с настилением или без него).

В зависимости от характера измененных параметров воздуха (независимо от условий распространения струй) струи могут быть разделены на отдельные участки (рис. 4.62).

Для приточных струй начальный участок характеризуется тем, что зона с максимальными параметрами воздуха в струе составляет ее ядро. Оно занимает всю площадь поперечного сечения струи в начале участка и «размывается» к концу участка, где максимальные значения параметров сохраняются только на ПМП. В конце начального участка формируются подобные профили и поля параметров воздуха. Длина начального участка зависит от скорос-

Таблица 4.26 Основные зависимости для расчета примоточных струй

Параметр	Зависимость	Примечания
Длина начального участка, м, для скорости движения воздуха в струе	$x_{\text{нач}} = m \sqrt{F_0}$ (4.110)	Для компактных и веерных струй
	$x_{\text{нач}} = m^2 b_0$ (4.111)	Для плоских струй
То же, для температуры и концентрации вредных веществ	$x_{\text{нач}} = n \sqrt{F_0}$ (4.112)	Для компактных и веерных струй
	$x_{\text{нач}} = n^2 b_0$ (4.113)	Для плоских струй
Максимальные параметры воздуха в расчетном сечении струи на начальном участке: скорость, м/с	$v_x = v_0 k_H \sqrt{k_{ж.с}}$ (4.114)	—
	$\Delta t_x = \Delta t_{\Pi} \sqrt{k_{ж.с}} \cdot \frac{1}{k_H}$ (4.115)	—
избыточная температура, °С		
То же, на основном участке: скорость, м/с	$v_x = \frac{m v_0 \sqrt{F_0}}{x} k_c k_B k_H$ (4.116)	Для компактных, веерных и конических струй
	$v_x = \frac{m v_0 \sqrt{b_0}}{\sqrt{x}} k_c k_B k_H$ (4.117)	Для плоских струй
избыточная температура, °С	$\Delta t_x = \frac{n \Delta t_{\Pi} \sqrt{F_0}}{x} \cdot \frac{k_B}{k_c k_H}$ (4.118)	Для компактных, веерных и конических струй
	$\Delta t_x = \frac{n \Delta t_{\Pi} \sqrt{b_0}}{\sqrt{x}} \cdot \frac{k_B}{k_c k_H}$ (4.119)	Для плоских струй
Геометрическая характеристика струн, м	$H \approx 5,45 \frac{m v_0^4 \sqrt{F_0}}{\sqrt{n \Delta t_{\Pi}}} (4.120)$	Для компактных и веерных струй
	$H \approx 9,6 \sqrt[3]{b_0 \frac{(m v_0)^4}{(n \Delta t_{\Pi})^2}} (4.121)$	Для плоских струй
Текущий критерий Архимеда	$Ar_x = \frac{g x \Delta t_x}{v_x^2 (273 + t_{0.3})} (4.122)$	—
	$Ar_x = 1,2 \left( \frac{x}{H} \right)^2 (4.123)$	Для компактных и веерных струй
	$Ar_x = \sqrt[3]{\left( \frac{x}{H} \right)^3} (4.124)$	Для плоских струй
Коэффициент стеснения струи $k_c$	По табл. 4.27, 4.28	—
Коэффициент взаимодействия $k_B$	По табл. 4.29	—
Коэффициент неизотермичности $k_H$ при разнонаправленном действии архимедовых и инерционных сил для $b < \frac{H}{\sqrt{F_0}} \geq 14,7$	По графику (рис. 4.63)	Для вертикальных струй

Параметр	зависимость	Примечания
Коэффициент неадиабатичности $k_H$ при вертикальной подаче воздуха сверху вниз для $14,7 < \frac{H}{\sqrt{F_0}} < 100$	$k_H = \sqrt[3]{1 \pm \left(\frac{x}{H}\right)^2}$ (4.125)	Для компактных струй
	$k_H = \sqrt[3]{1 \pm \frac{3}{2}\left(\frac{x}{H}\right)^2}$ (4.126)	Для неполных веерных струй
	$k_H = \sqrt[3]{1 \pm 2\sqrt{\left(\frac{x}{H}\right)^3}}$ (4.127)	Для плоских струй Знак «-» для нагретого воздуха, «+» для охлаждаемого воздуха
То же, для $\frac{H}{\sqrt{F_0}} \geq 100$	$k_H = 1$	—
Коэффициент неадиабатичности $k_H$ при горизонтальной подаче воздуха настилающимися струями	$k_H = \sqrt{1 \pm \left(\frac{x}{H}\right)^4}$ (4.128)	Для компактных струй
	$k_H = \sqrt{1 \pm \left(\frac{x}{H}\right)^3}$ $k_H = 1$ (4.129)	Для плоских струй В формулах (4.18) и (4.19)
Коэффициент неадиабатичности $k_H$ при подаче воздуха под углом к горизонтальной плоскости	$k_H = \cos \alpha \sqrt{\cos^2 \alpha + \dots}$ $\dots \pm \left[\sin^2 \alpha \pm \left(\frac{x^2}{H \cos \alpha}\right)^2\right]^2$ (4.130)	Для компактных струй в формуле (4.116)
	$k_H = \cos \alpha$ (4.131)	В формуле (4.118)
	$k_H = \sqrt{\cos \alpha} \times$ $\times \sqrt{\cos^2 \alpha + \left[\sin \alpha \pm \dots\right]^2}$ $\pm \sqrt{\left(\frac{x}{H \cos \alpha}\right)^3}$ (4.132)	Для плоских струй в формуле (4.117)
	$k_H = \frac{1}{\sqrt{\cos \alpha}}$ (4.133)	В формуле (4.119)
Горизонтальное расстояние от воздухораспределителя до входа геометрической оси струи в обслуживаемую зону (подача по схеме, приведенной на рис. 4.59, а, охлажденного и по схеме, приведенной на рис. 4.59, б, нагретого воздуха под углом к горизонтальной плоскости) $x$ , м	По номограмме на рис. 4.64	Величиной $y$ задаются
То же (подача горизонтально, по схеме, приведенной на рис. 4.59, в)	$x = \sqrt[3]{3yH^2}$ (4.134)	Для компактных и веерных струй
	$x = \sqrt{\frac{5y^2H^2}{0,16}}$ (4.135)	Для плоских струй
Место отрыва настилающейся струи от потолка при подаче воздуха горизонтально по схеме, приведенной на рис. 4.59, г, $x_{отр}$ , м	$x_{отр} = 0,5H$ (4.136)	Для компактных струй
	$x_{отр} = 0,4H$ (4.137)	Для плоских и веерных струй

Параметр	Зависимость	Примечания
Место отрыва струи, настилающейся на поверхность окна или стены, а затем на потолок, при подаче воздуха вертикально, по схеме приведенной на рис. 4.60, в. $x_{отр}$ , м	$x_{отр} = (A - 1) (H_{пом} - h) \quad (4.138)$	Величина $A$ определяется по номограмме, приведенной на рис. 4.65
Дальнейность струи при вертикальной подаче нагретыми струями вниз или охлажденными — вверх, когда отсутствуют ограничения по высоте (см. схему на рис. 4.60, б) $x_{макс}$ м	$x_{макс} = 0,55H \quad (4.139)$ $x_{макс} = 0,8H \quad (4.140)$	Для компактных и неполных веерных струй Для плоских струй
Максимальные параметры воздуха в обратном потоке при подаче воздуха горизонтальными прямоточными струями выше рабочей зоны (рис. 4.59, е) скорость $v_{макс.обр}$ , м/с	$v_{макс.обр} = kv_0 \sqrt{\frac{F_0}{F_{пом}}} \quad (4.141)$	Для компактных и неполных веерных струй
избыточная температура $\Delta t_{макс.обр}$ , °С	$v_{макс.обр} = kv_0 \sqrt{\frac{b_0}{H_{пом}}} \quad (4.142)$	Для плоских струй
Расстояние от ВР до сечения воздуха в обратном потоке (второе критическое сечение) $x_{кр}$ , м	$\Delta t_{макс.обр} = 1,4 \Delta t_{п} \times \sqrt{\frac{F}{F_{пом}}} \quad (4.143)$ $x_{кр} = 0,3m \sqrt{F_{пом}} \quad (4.144)$ $x_{кр} = 0,1m^2 H_{пом} \quad (4.145)$	Для компактных и неполных веерных струй Значение коэффициента $k$ принимается по табл. 4.30 и 4.31; для неполных веерных струй $k = 1$ Для компактных и неполных веерных струй Для плоских струй
Максимальная избыточная температура воздуха в струе при подаче его изотермическими струями на высоте $h > 0,5 H_{пом}$ для обеспечения нормируемых параметров в обслуживаемой зоне $\Delta t_0$ , °С	$\Delta t_0 = 1300 \frac{v_0^2}{\pi n} \cdot \frac{\sqrt{F_0}}{F_{пом}} \quad (4.146)$	Для компактных струй
Максимальные параметры воздуха в обратном потоке на расстоянии $x$ при подаче его вертикальными плоскими струями (рис. 4.60, б); скорость $v_{обр}$ , м/с	$\Delta t_0 = 400 \frac{v_0^2}{\pi n} \sqrt{\frac{b_0}{H_{пом}^3}} \quad (4.147)$ $v_{обр} = 6,23 \frac{v_0 b_0}{(2x_{макс} - x) \Theta} \quad (1.148)$	Для плоских струй
избыточная температура $\Delta t_{обр}$ , °С	$\Delta t_{обр} \text{ — по графику на рис. 4.67}$	Параметры воздуха в обслуживаемой зоне формируются обратными потоками; $\Theta$ — по номограмме на рис. 4.66

Параметр	Зависимость	Примечания
Размеры зоны прямого действия струи (рис. 4.68) $R$ , м	$R = 0,66x/m$ (4.149)	Для компактных и неполных веерных струй Для полных веерных струй Для плоских струй
	$R = 0,095x/m^2$ (4.150)	
	$R = 0,67x/m^2$ (4.151)	
Максимальные размеры условной зоны действия одной горизонтальной струи, на которой одним ВР осуществляется эффективное воадухораспределение при омывании обслуживаемой зоны обратным потоком: глубина зоны действия $l_{\text{пом}}$ , м	$l_{\text{пом}} = 0,7m \sqrt{F_{\text{пом}}}$ (4.152)	Для компактных и неполных веерных струй Для плоских струй при удалении воздуха из обслуживаемой зоны вблизи подачи Для плоских струй при сосредоточенном удалении воздуха в конце действия струи или рассредоточенном удалении из обслуживаемой зоны Для компактных и неполных веерных струй Для плоских струй
	$l_{\text{пом}} = 0,21m^2 H_{\text{пом}}$ (4.153)	
	$l_{\text{пом}} = 0,23m^2 H_{\text{пом}}$ (4.154)	
	$V_{\text{пом}} = 3H_{\text{пом}}$ (4.155)	
поперечное сечение помещения $V_{\text{пом}}$ , м	$V_{\text{пом}}$ не ограничено	Для плоских струй
	$v_{\text{макс.обр}} > v_x$ (4.156)	—
Условие, при котором считается, что рабочие места находятся в зоне обратного потока воздуха		

ти, температуры и концентрации вредных веществ в струе, а также от формы струи.

Основной участок характеризуется тем, что максимальные значения скорости движения воздуха, избыточных температур и концентраций в струе уменьшаются с увеличением расстояния от ВР до рассчитываемого сечения. Основному участку свойственны сформировавшиеся подобные поля скорости, избыточной температуры и концентрации.

Закрученные струи характеризуются существенно большей интенсивностью снижения максимальных значений параметров, чем прямоточные. Постепенно, по мере удаления от начала истечения закрученная струя трансформируется в прямоточную и приобретает большую площадь поперечного сечения, чем прямоточная компактная струя.

В формулах для расчета прямоточных струй, приведенных в табл. 4.26, использованы следующие обозначения:  $v_x$  — максимальная скорость движения воздуха в рассчитываемом сечении струи, м/с;  $v_0$  — скорость движения воздуха в живом сечении выпускного устройства, м/с;  $v_{\text{макс.обр}}$  — максимальная скорость движения воздуха в обратном потоке (во втором критическом сечении) на расстоянии  $x_{\text{кр}}$ , м/с;  $\Delta t_x = |t_x - t_{0,3}|$  — избыточная температура воздуха в рассчитываемом сечении приточной струи, °С;  $\Delta t_{\text{п}} = |t_{\text{п}} - t_{0,a}|$  — избыточная температура приточного воздуха, °С;  $\Delta t_{\text{макс.обр}} = |t_{\text{макс.обр}} - t_{0,3}|$  — максимальная избыточная температура воздуха в обратном потоке, °С;  $x$  — расстояние от ВР до рассчитываемого сечения, м;  $x_{\text{кр}}$  — критическое расстояние от ВР до второго критического сечения, м;  $x_{\text{макс}}$  — дальнобойность струи, т. е. расстояние от ВР до места поворота струи при вертикальной подаче воздуха (охлажденного — вверх, нагретого — вниз), м;  $x_{\text{отр}}$  — расстояние по

Таблица 4.27. Значения коэффициента  $k_c$  для компактных, неполных веерных и плоских струй

Форма струи	$\bar{F} = \frac{F_0}{F_{\text{пом}}}$	Значение $k_c$ при величине $\bar{x}$					
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
Компактная и неполная веерная	< 0,003	1	1	1	1	1	1
	0,003	1	1	0,9	0,85	0,8	0,75
	0,005	1	0,9	0,8	0,75	0,7	0,65
	0,01	1	0,9	0,7	0,6	0,5	0,4
	0,05	1	0,8	0,5	0,4	0,2	0,15
	0,1	1	0,7	0,45	0,35	0,15	0,1
Плоская	0,2	0,95	0,55	0,35	0,3	0,1	0,05
	—	1	0,85	0,7	0,6	0,5	0,4

Примечание. При определении избыточной температуры  $\Delta t_x$  в сечениях, находящихся на основном участке струи, по формулам (4.118) и (4.119) значение  $k_c$  принимается не менее 0,85.

Таблица 4.28. Значения коэффициента стеснения  $k_c$  для полных веерных струй

$\frac{H_{\text{пом}} - h_{0,a}}{\sqrt{F_{\text{пом}}}}$	$k_c$	$\frac{H_{\text{пом}} - h_{0,3}}{\sqrt{F_{\text{пом}}}}$	$k_c$
0,1	0,9	1,2	0,65
0,4	0,8	1,6	0,6
0,8	0,7	2	0,6

Таблица 4.29. Значения коэффициента взаимодействия  $k_B$  для параллельных струй направленных в одну сторону

Число струй	Значение $k_B$ при величине $x/l$ (см рис 4 69)															
	для скорости								для температур							
	10	20	30	40	50	60	80	100	10	20	30	40	50	60	80	100
2	1	1,15	1,3	1,35	1,35	1,4	1,4	1,4	1	1,3	1,35	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
3	1	1,2	1,4	1,55	1,6	1,65	1,7	1,7	1	1,35	1,55	1,65	1,65	1,7	1,7	1,7
4	1	1,2	1,45	1,65	1,75	1,8	1,9	1,95	1	1,4	1,65	1,8	1,85	1,9	1,95	1,95
5	1	1,2	1,45	1,7	1,85	1,95	2,05	2,1	1	1,4	1,7	1,9	2	2,05	2,15	2,15
6	1	1,2	1,45	1,7	1,85	2	2,15	2,25	1	1,4	1,4	1,95	2,1	2,2	2,3	2,35
7	1	1,2	1,45	1,7	1,9	2,05	2,25	2,4	1	1,4	1,7	1,95	2,15	2,25	2,4	2,5
8	1	1,2	1,45	1,7	1,9	2,1	2,3	2,45	1	1,4	1,7	1,95	2,2	2,35	2,5	2,6
9	1	1,2	1,45	1,7	1,9	2,1	2,35	2,55	1	1,4	1,7	1,95	2,2	2,35	2,6	2,7
10	1	1,2	1,45	1,7	1,9	2,1	2,4	2,6	1	1,4	1,7	1,95	2,2	2,4	2,65	2,8
11	1	1,2	1,45	1,7	1,9	2,1	2,4	2,6	1	1,4	1,7	1,95	2,2	2,4	2,7	2,9
12	1	1,2	1,45	1,7	1,9	2,1	2,4	2,65	1	1,4	1,7	1,95	2,2	2,4	2,7	2,95
>12	1	1,2	1,45	1,7	1,9	2,1	2,4	2,7	1	1,4	1,7	1,95	2,2	2,4	2,7	3,2

Примечание. Коэффициенты  $k_B$ , приведенные для двух струй, вводятся в формулы для определения максимальных параметров воздуха в одной струе при выпуске вблизи стен или потолка (когда создаются условия настиления струи на ближайшее сплошное ограждение).



Таблица 4.30. Значения коэффициента  $k$  для компактных струй

Число струй в ряду	$k$	Число струй в ряду	$k$	Число струй в ряду	$k$
1	1,3	6	1	12	0,8
2	1,15	8	0,95	14	0,7
4	1,05	10	0,9	≤16	0,65

Таблица 4.31. Значение коэффициента  $k$  для плоских струй

Способ удаления воздуха	$k$
Сосредоточенный из рабочей зоны вблизи места подачи воздуха	1,25
Сосредоточенный в конце действия струи из рабочей зоны	1
Распределенный из рабочей зоны	1,2

горизонталь от ВР до места отрыва струи от плоскости, на которую она настилась, м;  $x_{нач}$  — длина начального участка струи, м;  $m$  — скоростной коэффициент ВР (табл. 4.34);  $n$  — температурный коэффициент ВР (табл. 4.34);  $F_0$  — расчетная площадь ВР, м<sup>2</sup> (табл. 4.34);  $b_0$  — расчетный размер ВР, м (табл. 4.34);  $k_{ж.с}$  — коэффициент живого сечения ВР (отношение суммарной площади выпуска из ВР к габаритной площади выпуска);  $k_{и}$  — коэффициент неизотермичности;  $k_c$  — коэффициент стеснения;  $k_v$  — коэффициент взаимодействия;  $\alpha$  — угол выпуска струи к горизонтальной плоскости, град;  $y$  — вертикальное расстояние от геометрической оси струи в расчетном сечении до уровня истечения, м;  $H_{пом}$  — высота помещения, м;  $h$  — высота установки ВР от уровня пола, м;  $H$  — геометрическая характеристика струи, м;  $Ar_x$  — текущий критерий Архимеда;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> — ускорение свободного падения;  $R$  — расстоя-

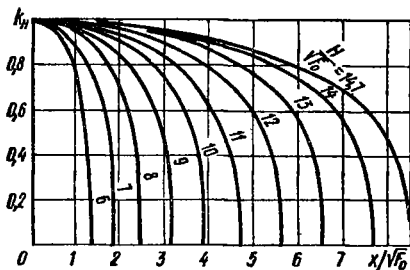


Рис. 4.63. График для определения коэффициента неизотермичности  $k_n$  при вертикальной подаче нагретого воздуха вниз (охлажденного — вверх).

ние, м, от плоскости максимальных параметров до границы зоны прямого воздействия струи, где скорость равна  $0,5v_x$ . Индекс «о. з» относится к параметрам воздуха в обслуживаемой зоне.

В табл. 4.26—4.28 приняты следующие обозначения:  $F_{пом}$  — площадь поперечного сечения помещения в плоскости, перпендикулярной к потоку воздуха, м<sup>2</sup>, приходящаяся на один ВР (струю);  $\bar{x}$  — отношение расстояния от ВР до рассматриваемого сечения  $x$  к характерному размеру помещения — высоте  $H_{пом}$  или ширине  $B_{пом}$ .

Для компактных и неполных веерных струй

$$\bar{x} = x/m \sqrt{F_{пом}}; \quad (4.157)$$

для плоских струй при горизонтальной подаче

$$\bar{x} = x/m^2 H_{пом}; \quad (4.158)$$

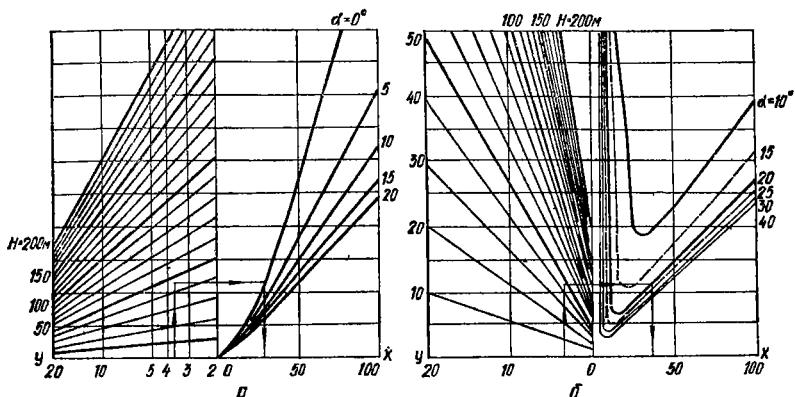


Рис 4.64. Номограмма для определения горизонтального расстояния от ВР до входа геометрической оси струи в обслуживаемую зону при подаче воздуха под углом к горизонтальной плоскости:

*a* — охлажденный воздух; *б* — нагретый воздух.

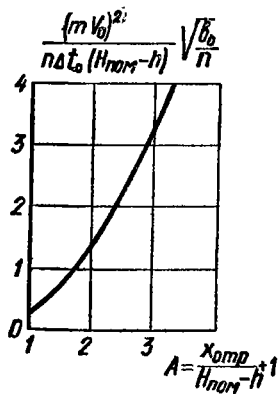


Рис. 4.65. Номограмма для определения величины *A* (подача охлажденного воздуха настилающимися плоскими струями).

Рис. 4.66. Номограмма для определения величины  $\Theta$ .

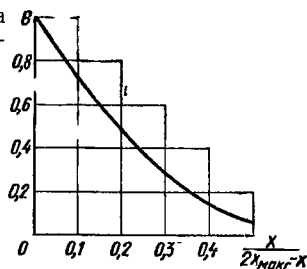


Рис. 4.67. График для определения избыточной температуры в обратном потоке при подаче воздуха вертикальными плоскими неизотермическими струями.

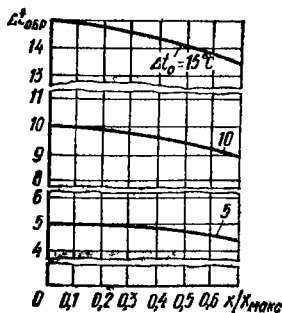
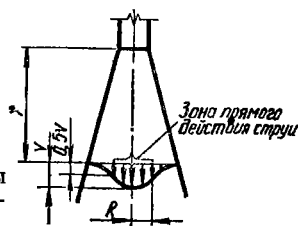


Рис. 4.68. Размеры зоны прямого действия струи.



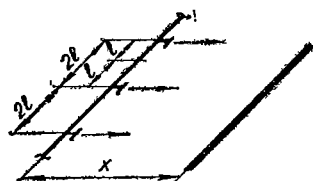


Рис. 4.69. Схема установки воздухораспределителей в ряд.

для плоских струй при вертикальной подаче

$$\bar{x} = x/m^2 B_{\text{пом}}. \quad (4.159)$$

Во избежание увеличения параметров воздуха в струе за счет взаимодействия отдельных струй необходимо соблюдать неравенство

$$\frac{x}{l} < 1,8m, \quad (4.160)$$

где  $l$  — половина расстояния между ВР, установленными в ряд, или расстояние от ВР до ближайшего сплошного ограждения (см. рис. 4.69).

#### 4.7.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ И ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА

Для выполнения требований ГОСТ 12.1.005—76, касающихся параметров воздуха в рабочей зоне производственных помещений (в том числе и находящихся в общественных зданиях), и СНиП II-33-75 при входе воздушной струи в

Таблица 4.32. Значения коэффициента  $k_1$

Расчетные условия	Значения $k_1$ при работах	
	легкой	средней тяжести IIa, IIб и тяжелой III
<b>Расчет на поддержание допустимых метеорологических условий</b>		
Люди находятся в зоне прямого воздействия приточной воздушной струи в пределах ее участка:		
начального	1,4	1,8
основного		
Люди находятся вне зоны прямого воздействия приточной воздушной струи, если в пределах рабочей зоны находится участок струи:		
начальный	1,3	1,3
основной	1,6	2
Люди находятся в зоне обратного потока воздуха	1,3	1,8
<b>Расчет на поддержание оптимальных или требуемых по технологии производства метеорологических условий</b>		
Люди находятся в зоне прямого воздействия:		
начального участка приточной струи	1	1
основного участка приточной струи или обратного потока	1,2	1,2

Примечание. Категории работ следует принимать по ГОСТ 12.1.005—76.

обслуживаемую или рабочую зону или в обратном потоке воздуха, проходящем по этим зонам, максимальную скорость движения приточного воздуха в струе или в обратном потоке следует принимать не более

$$v_k = k_1 v, \quad (4.161)$$

где  $k_1$  — коэффициент перехода от требуемых скоростей движения воздуха к их максимальным значениям (табл. 4.32);  $v$  — нормативная скорость движения воздуха в местах пребывания людей, м/с.

Если люди находятся в зоне прямого воздействия приточной воздушной струи или в обратном потоке, при расчете систем вентиляции и воздушного отопления на поддержание допустимых метеорологических условий разность

температур  $\Delta t_x$  между экстремальной температурой в струе (или в обратном потоке) и средней температурой воздуха рабочей или обслуживаемой зоны следует принимать:

для холодного и переходного периодов года при расчете восполнения недостатков тепла — не более разности между большим и меньшим значениями требуемых нормами температур;

для теплого, холодного и переходного периодов года при расчетах ассимиляции избытков тепла и при  $t_{\text{доп}} > t_{\text{опт}}$  — по формуле

$$\Delta t_x = \frac{t_{\text{доп}} - t_{\text{опт}}}{2}, \quad (4.162)$$

считая, что  $t_{\text{доп}} - t_{\text{опт}}$  находятся в пределах 3—6° С. При  $t_{\text{доп}} < t_{\text{опт}}$  следует принимать  $\Delta t_x \leq 2^\circ \text{С}$ ;  $t_{\text{доп}}$  и  $t_{\text{опт}}$  — соответственно допустимая и оптимальная максимальные температуры воздуха, требуемые нормами (см. табл. 4.1).

Если люди находятся вне зоны прямого воздействия приточной струи, при расчете систем вентиляции и воздушного отопления на поддержание допустимых метеорологических условий получаемые по формуле (4.162) значения  $\Delta t_x$  следует принимать с коэффициентом 1,5.

При расчете систем кондиционирования воздуха на поддержание допустимых нормами температур значения  $\Delta t_x$ , определенные по формуле (4.162), следует принимать с коэффициентом 0,8, если люди находятся в зоне прямого воздействия приточной струи, и с коэффициентом 1,2, если люди находятся вне этой зоны.

При расчете систем кондиционирования воздуха на поддержание требуемых технологией производства или оптимальных метеорологических условий значения  $\Delta t_x$  следует принимать: при отсутствии специальных требований — не более 1° С; при применении местных кондиционеров-доводчиков или смесителей с индивидуальными регуляторами температуры — не более 2° С.

### 4.7.3. ОРГАНИЗАЦИЯ И РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА

Организация воздухообмена включает выбор схемы организации, способа подачи и удаления воздуха, а также определение расчетного воздухообмена с учетом неравномерности распределения параметров воздуха по помещению.

Схему организации воздухообмена («снизу вверх», «сверху вниз», «сверху вверх», «снизу вниз» или смешанную) выбирают с учетом требований СНиП II-33-75, глав СНиП и СН по проектированию зданий различного назначения.

Подача приточного воздуха в помещениях жилых и общественных зданий предусматривается, как правило, через отверстия воздухораспределителей, расположенные выше обслуживаемой зоны. Допускается подача воздуха через отверстия, расположенные в обслуживаемой зоне, если воздух направлен снизу вверх и уходит кратчайшим путем из этой зоны, а также в залах общественных зданий — по схеме «снизу вверх».

Удаление воздуха из помещений жилых и общественных зданий системами общеобменной вентиляции рекомендуется предусматривать, как правило, из верхней зоны. Допускается в зрительных залах и залах подобного назначения проектировать удаление его из нижней зоны.

При наличии сосредоточенных источников тепла и удельных избытков явного тепла  $Q_{\text{я.уд}} > 23 \text{ Вт/м}^3$  подачу приточного воздуха предусматривают в рабочую или обслуживаемую зону, а удаление его — из верхней зоны.

При выделении в помещении пыли, вредных и взрывоопасных веществ места расположения приточных и вытяжных отверстий выбирают с учетом требований СНиП II-33-75.

При необходимости обеспечения нормируемых параметров воздуха для всей обслуживаемой (рабочей) зоны (ОЗ) воздухораспределительные устройства (ВР) следует размещать так, чтобы суммарная зона эффективного

действия всех ВР была не менее площади указанной зоны. При этом необходимо, чтобы относительная площадь струи при поступлении ее в ОЗ сверху  $\bar{F}_{\text{стр}} = 0,2 \div 0,5$  для компактных, неполных веерных и плоских струй и  $\bar{F}_{\text{стр}} = 0,5 \div 1$  — для полных веерных струй.

Под относительной площадью струи понимается отношение условной площади струи  $F_{\text{стр}}$  при входе ее в ОЗ к площади пола помещения  $F_{\text{пом}}$ , приходящейся на одну струю:

$$\bar{F}_{\text{стр}} = F_{\text{стр}}/F_{\text{пом}}. \quad (4.163)$$

Величина  $\bar{F}_{\text{стр}}$  определяется по следующим формулам: для компактной струи

$$\bar{F}_{\text{стр}} = 4,8 \left( \frac{x}{m \sqrt{F_{\text{пом}}}} \right)^2; \quad (4.164)$$

для плоской струи

$$\bar{F}_{\text{стр}} = 2,8 \left( \frac{1}{m} \sqrt{\frac{x}{B_{\text{пом}}}} \right)^2; \quad (4.165)$$

для веерной струи

$$\bar{F}_{\text{стр}} = 1 - 0,15 \left( 2 - \frac{H_{\text{пом}} - h_{\text{о.з}}}{\sqrt{F_{\text{пом}}}} \right)^2, \quad (4.166)$$

где  $x$  — расстояние от приточного отверстия до рабочей зоны по длине струи, м;  $m$  — скоростной коэффициент ВР (см. табл. 4.34);  $F_{\text{пом}}$  — площадь пола помещения, приходящаяся на одну струю, м<sup>2</sup>;  $B_{\text{пом}}$  — ширина помещения, на которой одним ВР обеспечивается эффективное воздухораспределение, м;  $H_{\text{пом}}$  — высота помещения, м;  $h_{\text{о.з}}$  — высота обслуживаемой зоны, м.

Количество воздуха, подаваемого в помещения, определяется по формулам (4.7), (4.9)—(4.11). При этом полагают, что параметры воздуха, удаляемого за пределами ОЗ, равны:

$$t_{yx} = t_{\text{п}} + k_t (t_{\text{о.з}} - t_{\text{п}}); \quad (4.167)$$

$$z_{yx} = z_{\text{п}} + k_z (z_{\text{о.з}} - z_{\text{п}}); \quad (4.168)$$

$$d_{yx} = d_{\text{п}} + k_d (d_{\text{о.з}} - d_{\text{п}}), \quad (4.169)$$

где  $t_{\text{п}}$  — температура приточного воздуха, °С;  $k_t$  — коэффициент воздухообмена по температуре;  $t_{\text{о.з}}$  — температура воздуха в обслуживаемой зоне, °С;  $z_{\text{п}}$  — концентрация вредных веществ в приточном воздухе; мг/м<sup>3</sup>;  $k_z$  — коэффициент воздухообмена по загрязнению;  $z_{\text{о.з}}$  — предельно-допустимая концентрация вредных веществ в обслуживаемой зоне, мг/м<sup>3</sup>;  $d_{\text{п}}$  — влагосодержание приточного воздуха, г/кг;  $k_d$  — коэффициент воздухообмена по влаге;  $d_{\text{о.з}}$  — влагосодержание воздуха в обслуживаемой зоне, г/кг.

Если воздух удаляется только из ОЗ, его количество определяется по формулам

$$L_1 = \frac{3,6Q_{\text{я}}}{1,2(t_{\text{о.з}} - t_{\text{п}})}; \quad (4.170)$$

$$L_2 = \frac{W \cdot 10^3}{1,2(d_{\text{о.з}} - d_{\text{п}})}; \quad (4.171)$$

$$L_4 = \frac{z}{z_{\text{о.з}} - z_{\text{п}}}. \quad (4.172)$$

Формулы (4.170) — (4.172) получены преобразованием формул (4.7), (4.10) и (4.11) с учетом того, что теплоемкость воздуха равна 1 кДж/(кг · К).

При удалении воздуха только из верхней зоны

$$L_1 = \frac{3,6Q_{\text{я}}}{1,2k_t(t_{\text{о.з}} - t_{\text{п}})}; \quad (4.173)$$

$$L_2 = \frac{W \cdot 10^3}{1,2k_d(d_{\text{о.з}} - d_{\text{п}})}; \quad (4.174)$$

$$L_4 = \frac{z}{k_z(z_{\text{о.з}} - z_{\text{п}})}. \quad (4.175)$$

При определении величины расчетного воздухообмена для воздушного отопления расчет выполняется также по формуле (4.173). При этом, если воздух удаляется из точек, расположенных выше ОЗ,  $k_t = 0,8$ , а в остальных случаях —  $0,9$ . Принятый воздухообмен должен обеспечивать предотвращение всплывания нагретого воздуха вверх и соблюдение температурного и скоростного режима в ОЗ. Расчетный воздухообмен должен круглогодично обеспечивать нормируемые условия воздушной среды в ОЗ помещений. Минимальное количество воздуха, подаваемого приточными установками в холодный период года должно определяться по расчетным условиям переходного периода.

Коэффициент воздухообмена связан с параметрами воздуха в помещении следующим образом:

$$k_t = \Delta t_{\text{yx}} / \Delta t_{\text{п}}; \quad (4.176)$$

$$k_z = \Delta z_{\text{yx}} / \Delta z_{\text{п}}; \quad (4.177)$$

$$k_d = \Delta d_{\text{yx}} / \Delta d_{\text{п}}, \quad (4.178)$$

где  $\Delta t_{\text{yx}} = |t_{\text{yx}} - t_{\text{п}}|$  — избыточная температура воздуха, уходящего из помещения, °С;  $\Delta t_{\text{п}} = |t_{\text{п}} - t_{\text{о.з}}|$  — избыточная температура приточного воздуха, °С;  $\Delta z_{\text{yx}} = z_{\text{yx}} - z_{\text{п}}$  — избыточная концентрация вредных веществ в воздухе, уходящем из помещения, мг/м<sup>3</sup>;  $\Delta z_{\text{п}} = z_{\text{о.з}} - z_{\text{п}}$  — избыточная концентрация вредных веществ в воздухе ОЗ, мг/м<sup>3</sup>;  $\Delta d_{\text{yx}} = |d_{\text{yx}} - d_{\text{п}}|$  — избыточное влагосодержание воздуха, уходящего из помещения, г/кг;  $\Delta d_{\text{п}} = |d_{\text{о.з}} - d_{\text{п}}|$  — избыточное влагосодержание воздуха ОЗ, г/кг.

Коэффициенты воздухообмена  $k_t$ ,  $k_z$  и  $k_d$  должны приниматься по нормативным документам, экспериментальным данным или находиться расчетным путем. Значения коэффициента воздухообмена  $k_t$  для помещений общественных зданий (залы собраний, кинотеатров и т. п.), в которых циркуляция воздуха обусловлена приточными струями, т. е. при малогабаритных, равномерно распределенных по площади теплоисточниках, приближенно могут быть определены по методике, изложенной в [19]. Для некоторых случаев воздухообмена значения этого коэффициента приведены в табл. 4.33.

Доля тепловыделений, поступающих в обслуживаемую зону,

$$q_{\text{о.з}} = Q_{\text{о.з}} / Q, \quad (4.179)$$

где  $Q_{\text{о.з}}$  — тепловыделения, поступающие в ОЗ, Вт;  $Q$  — общие тепловыделения в помещении, т. е. сумма тепловыделений в ОЗ и верхнюю зону, Вт.

Тепловыделения, поступающие в обслуживаемую зону, определяются по формуле

$$Q_{\text{о.з}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (4.180)$$

где  $Q_1$  — конвективная составляющая тепловыделений от оборудования, Вт;  $Q_2$  — лучистая составляющая тепловыделений от оборудования, попадающая в ОЗ, Вт;  $Q_3$  — тепловыделения от светильников, расположенных в ОЗ, или лучистая составляющая тепловыделений от светильников, расположенных вне ОЗ, попадающая в нее, Вт;  $Q_4$  — теплопоступления от солнечной радиации, Вт;  $Q_5$  — тепловыделения от людей, Вт.

Таблица 4.33 Значения коэффициента воздухообмена  $k_t$

Способ подачи воздуха	$q_{0,3}$	Место удаления воздуха общеобменной вентиляцией	$k_t$
Непосредственно в ОЗ (рис. 4.55)	1	Из верхней зоны	1
	0,7		1,4
	0,5		2
Наклонными струями в направлении ОЗ с высоты до 4 м от пола	1	То же	1
	0,7		1,2
	0,5		1,3
То же, с высоты более 4 м	1	» »	1
	0,7		1,1
	0,5		1,2
Выше ОЗ (рис. 4.56)	1	Вне зоны непосредственного воздействия струи	1,15
	0,7		1,2
	0,5		0,9
Выше ОЗ (рис. 4.57)	1	В зоне непосредственного воздействия струи	0,85
	0,7		
	0,5		
Выше ОЗ настиляющимися струями (рис. 4.58, а)	—	То же при $h_{в}/\sqrt{F_{стр}} = 10$	0,8
			0,9
			0,95
			0,85
Выше ОЗ ненастиляющимися струями (рис. 4.58, б)	1	Из верхней зоны	0,95
	0,7		0,95
	0,5		1

При ориентировочных расчетах величину  $Q_1 + Q_2$  можно принять равной 70% общей мощности оборудования.

В табл. 4.33  $h_{в}$  — расстояние между приточными и вытяжными отверстиями по длине струи, м (при нескольких вытяжных отверстиях принимают среднее расстояние);  $F_{стр}$  — условная площадь струи, м<sup>2</sup>.

При выборе способа подачи воздуха предпочтение нужно отдавать системам, имеющим большее значение коэффициента воздухообмена. При этом необходимо иметь в виду, что подача приточного воздуха непосредственно в обслуживаемую зону, наряду с наибольшими значениями коэффициента воздухообмена, характеризуется и наибольшей неравномерностью распределения параметров по площади ОЗ. Несмотря на то что эта неравномерность не нормируется, в ряде случаев ее необходимо учитывать при проектировании. Степень равномерности увеличивается (но коэффициент эффективности воздухообмена уменьшается) при подаче воздуха горизонтальными или наклонными под некоторым углом к горизонту струями на высоте до 4 м от пола. Наибольшую равномерность распределения параметров в ОЗ можно обеспечить при вертикальной подаче приточного воздуха и соблюдении указанного выше значения относительной площади струи.

Окончательное решение о системе воздухообмена следует принимать, исходя из условия минимизации приведенных затрат.

#### 4.7.4. ВЫБОР И РАСЧЕТ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

В жилых помещениях, помещениях лечебно-профилактических, детских учреждений и других общественных зданий необходимо проектировать установку воздухораспределителей приточного воздуха, как правило, с устройствами для изменения направления струй, предусматривая, при соответствующем обосновании, приспособления для регулирования количества подаваемого воздуха. Приспособлениями для регулирования количества удаляемого воздуха оборудуются и вытяжные отверстия (решетки), причем в кухнях и других помещениях с газовыми приборами регулирующие устройства должны исключать возможность полного закрывания этих отверстий (решеток).

Для обеспечения архитектурных требований в качестве воздухораспределительных устройств в общественных зданиях рекомендуется применять серийные устройства типа РР, ВДУМ, ВДШ и ВПЭП, а для притока в помещения с пониженными требованиями к параметрам воздуха в обслуживаемой зоне и для вытяжки из любых помещений — решетки типа Р (табл. 4.34).

При подаче воздуха выше ОЗ высоту установки воздухораспределительных устройств рекомендуется принимать для ВПЭП до 4 м от пола, для ВДУМ, ВДШ — 4—6 м от пола, для РР — до 6 м от пола.

Скорость выпуска воздуха из принятых к установке воздухораспределителей должна быть такой, чтобы уровень шума не превышал нормативных значений. Для помещений жилых домов, больниц, зданий управлений и других подобных им помещений скорость выхода воздуха из ВР не должна превышать 3 м/с.

Выбор и расчет ВР рекомендуется производить в такой последовательности:

1) выбрать схему организации воздухообмена, руководствуясь требованиями СНиП, рекомендациями по проектированию зданий конкретного назначения, а также рекомендациями, приведенными выше;

2) определить расчетный воздухообмен;

3) принять тип ВР с учетом высоты их установки и возможности размещения в плане;

4) определить количество и размер ВР из условия обеспечения нормируемой скорости движения воздуха в ОЗ;

5) рассчитать разность между экстремальной температурой в струе (или в обратном потоке) и средней температурой воздуха рабочей или обслуживаемой зоны  $\Delta t_x$ ;

6) если значения  $\Delta t_x$  окажутся больше нормативных, пересмотреть размещение ВР, либо изменить их тип и повторить расчет.

Расчет воздухораспределительных устройств типа Р, РР, ВДШ рекомендуется производить по данным, приведенным в табл. 4.26. Расчет прочих ВР (см. табл. 4.34) выполняется по соответствующим сериям.

## 4.8. ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

### 4.8.1. ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ

В помещениях жилых и общественных зданий борьба с пылью осуществляется путем предотвращения попадания ее извне и удаления пыли, образующейся в самих помещениях.

Подаваемый в помещение приточный воздух очищается в воздушных фильтрах, характеризующихся незначительным аэродинамическим сопротивлением и небольшими габаритами, но имеющих ограниченную пылеемкость. Воздушные фильтры, очищающие приточный воздух от пыли, подразделяются на три класса (табл. 4.35).

Эффективность очистки воздуха от пыли, %, определяется отношением массы пыли  $G_1$ , задержанной в фильтре, к общей массе пыли  $G_2$ , находящейся в очищаемом воздухе:

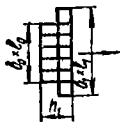
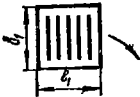
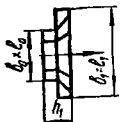
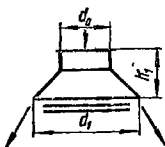
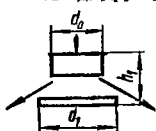
$$E = \frac{G_1}{G_2} \cdot 100 \quad (4.181)$$

или же отношением разности начальной концентрации пыли в очищаемом воздухе  $C_1$ , мг/м<sup>3</sup>, и концентрации пыли после очистки  $C_2$ , мг/м<sup>3</sup>, к начальной концентрации:

$$E = \frac{C_1 - C_2}{C_1} \cdot 100. \quad (4.181a)$$

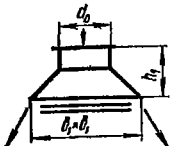
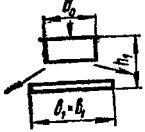
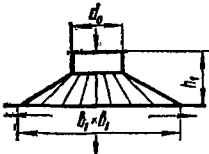
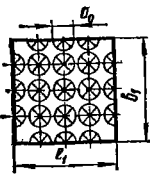


Таблица 431 Характеристика типовых воздухораспределительных

Воздухораспределительное устройство	Тип, обозначение ВР	Размеры, мм					
		$d_0$ или $b_0 \times l_0$	$d_1$	$b_1$	$h_1$	$l_1$	
<b>ВР, образующие компактные</b>							
Решетка воздухоприточная регулируемая (серия 1.494-8) 	РР-1, исполнение А1В1	100×200		150		250	
	РР-2, исполнение А2В2	100×400		150		450	
	РР-3, исполнение А3В3	200×200	—	250	112	250	
	РР-4, исполнение А4В4	200×400		250		450	
	РР-5, исполнение А5В5	200×600		250		650	
Решетка щелевая (серия 1.494-10) 	Р-150	—	—	200	—	200	
	Р-200			252		252	
<b>ВР, образующие непилые</b>							
Решетка воздухоприточная регулируемая (серия 1.494-8) 	РР-1, исполнение А1В1	100×200		150		250	
	РР-2, исполнение А2В2	100×400		150		450	
	РР-3, исполнение А3В3	200×200	—	250	112	250	
	РР-4, исполнение А4В1	200×400		250		450	
	РР-5, исполнение А5В5	200×600		250		650	
<b>ВР, образующие веерную</b>							
Воздухораспределитель универсальный модернизированный, исполнение I — круглый с диффузором (серия 1.494-19) 	ВДУМ-2Д	250	550		130		
	ВДУМ-3Д	315	680		160		
	ВДУМ-4Д	400	850		200		
	ВДУМ-5Д	500	1064	—	250	—	
	ВДУМ-6Д	630	1324		320		
	ВДУМ-8Д	800	1680		400		
	ВДУМ-10Д	1000	2100		500		
То же, исполнение II — круглый без диффузора 	ВДУМ-2	250	375		202		
	ВДУМ-3	315	475		242		
	ВДУМ-4	400	600		292		
	ВДУМ-5	500	750	—	352	—	
	ВДУМ-6	630	945		432		
	ВДУМ-8	800	1200		705		
	ВДУМ-10	1000	1500		832		

устройств, рекомендуемых к применению в общественных зданиях

Масса, кг	$F_{0,}$ м <sup>2</sup> , или $b_{0,}$ м	Рекомендуемые значения		Коэффициенты			Область применения
		$v_{0,}$ м/с	$L_{0,}$ м <sup>2</sup> /ч	$m$	$n$	$\zeta$	
<b>струи (прямоточные)</b>							
1,05	0,016		115—290				Подача воздуха в помещения систем отопления, вентиляции и кондиционирования
1,8	0,032		230—580				
1,7	0,032	2—5	230—580	4,5	3,2	2,2	
3	0,064		460—1050				
4,5	0,096		690—1730				
0,4 0,6	0,0144 0,0256	1—3	50—160 90—280	4	3	2	Подача и удаление воздуха из помещений с пониженными требованиями к параметрам воздуха обслуживаемой зоны
<b>верные струи (прямоточные)</b>							
1,2	0,016		115—290				Подача воздуха в помещения системами отопления, вентиляции и кондиционирования. Исполнение АБ следует использовать в помещениях с большой кратностью воздухообмена
1,9	0,032		230—580				
1,7	0,032	2—5	230—580	1,8	1,2	3,3	
3	0,064		460—1050				
4,5	0,096		690—1730				
<b>и коническую струи (прямоточные)</b>							
7,4 (6,45) 11 (9,5) 15,8 (13,75) 24,5 (21,5) 38,8 (34,35) 60,8 (54,34) 95 (85,4)	0,05 0,08 0,13 0,2 0,31 0,5 0,785	4—12	720—2160 1150—3450 1870—5650 2880—8650 4460—13 400 7200—21 600 11 300—33 900	5,1— 1,1	4,2— 0,8	5,9— 1,4	Подача воздуха в верхнюю зону помещений системами отопления, вентиляции и кондиционирования
4,75 (3,8) 6,85 (5,35) 10,6 (8,55) 15,3 (12,3) 26,2 (21,75) 38,6 (32,14) 62,7 (53,1)	0,05 0,08 0,13 0,2 0,31 0,5 0,785	4—12	720—2160 1150—3450 1870—5650 2880—8650 4460—13 400 7200—21 600 11 300—33 900	1,5— 0,6	2—0,8	1,3	То же

Воздухораспределительное устройство	Тип, обозначение ВР	Размеры, мм				
		$d_0$ или $b_0 \times l_0$	$d_1$	$b_1$	$h_1$	$l_1$
Воздухораспределитель универсальный модернизированный, исполнение III — квадратный с диффузором 	ВДУМп-2Д ВДУМп-3Д ВДУМп-4Д ВДУМп-5Д ВДУМп-6Д ВДУМп-8Д ВДУМп-10Д	250 315 400 500 630 800 1000	—	550 630 950 1050 1324 1630 2100	223 263 313 370 447 550 721	—
То же, исполнение IV — квадратный без диффузора 	ВДУМп-2 ВДУМп-3 ВДУМп-4 ВДУМп-5 ВДУМп-6 ВДУМп-8 ВДУМп-10	250 315 400 500 630 800 1000	—	375 475 600 750 945 1200 1500	202 242 292 352 432 532 705	—
Воздухораспределитель двухструйный шестидиффузорный прямоугольного сечения (серия 4.904-29) 	ВДШпг-2 ВДШпг-3 ВДШпг-4 ВДШпг-5 ВДШпг-6 ВДШпг-8	250 315 400 500 630 800	—	530 660 830 1030 1290 1680	141 158 201 227 261 304	—
Воздухораспределитель пристенный эжекционный панельный (серия 1.494-29) 	ВПЭП-11 ВПЭП-11п ВПЭП-11л ВПЭП-11Г6 ВПЭП-11Гв П-ВПЭП-11 П-ВПЭП-11Г	75	—	590 1090 1090 1090 590 570 570	1090 590 590 590 1090 1070 1070	—
	ВПЭП-12 ВПЭП-12Г6 ВПЭП-12Гв ВПЭП-21 ВПЭП-Д П-ВПЭП-12 П-ВПЭП-12Г	75	—	1180 1180 1180 590 1136 1136	1150 1150 1150 2180 1090 1106 1106	2 × 590

Масса, кг	$F_0$ , м <sup>2</sup> , или $\delta_0$ , м	Рекомендуемые значения		Коэффициенты			Область применения
		$v_0$ , м/с	$L_0$ , м <sup>3</sup> /ч	$m$	$n$	$\zeta$	
11,6 (10,65) 17,1 (15,6) 23,2 (21,15) 31,3 (27,3) 54,1 (49,65) 83 (76,54) 128 (118,4)	0,05 0,08 0,13 0,2 0,31 0,5 0,785	4—12	720—2160 1150—3450 1870—5650 2880—8650 4460—13 400 7200—21 600 11 300—33 900	1,9— 0,7	2,4— 0,8	2— 1,3	Подача воздуха в верхнюю зону помещений системами отопления, вентиляции и кондиционирования
4,93 (3,93) 7,22 (5,72) 11,3 (9,25) 15,6 (12,8) 28,2 (23,75) 41,8 (35,34) 65,9 (56,3)	0,05 0,08 0,13 0,2 0,31 0,5 0,785	4—12	720—2160 1150—3450 1870—5650 2880—8650 4460—13 400 7200—21 600 11 300—33 900	2,2— 1,6	2,5— 1,9	1,5	То же

## компактную струи (прямоточные)

10,07 14,51 22,30 31,64 45,82 68,33	0,05 0,08 0,13 0,2 0,31 0,5	2—5	360—900 575—1440 935—2340 1440—3600 2200—5400 3600—9000	0,8 (1,4)	0,65 (1,05)	1,3	Подача воздуха системами вентиляции и кондиционирования в помещения с повышенными требованиями к интерьеру; имеется разработка из алюминия (ВДШпА, серия 1.494-29)
39 39,2 39,2 39,2 37 5,5 5,5	0,22	1,6— 6,3	1250—5000	—	—	25	Подача воздуха системами отопления, вентиляции и кондиционирования в рабочую (обслуживаемую) зону помещений с избытками тепла и на любом уровне помещений без избытков тепла
71,5 72,5 71,5 69 33 18,5 18,8	0,44	1,6— 6,3	2500—10 000	—	—	25	

Воздухораспределительное устройство	Тип, обозначение ВР	Размеры, мм				
		$d_0$ или $b_0 \times l_0$	$d_1$	$b_1$	$h_1$	$l_1$
	ВПЭП-13 ВПЭП-13Г6 ВПЭП-13Гв П-ВПЭП-13 П-ВПЭП-13Г	75	—	1710 1710 1710 1666 1666	—	1150 1150 1150 1106 1106
	ВПЭП-14 ВПЭП-14Г6 ВПЭП-14Гв ВПЭП-22 ВПЭП-22Г6 ВПЭП-22Гв П-ВПЭП-14 П-ВПЭП-14Г	75	—	2240 2240 2240 2240 1180 1180 2196 2196	—	1150 1150 1150 1150 2300 2300 1106 1106
	ВПЭП-23 ВПЭП-23Г6 ВПЭП-23Гв ВПЭП-Т	75	—	1710 1710 1710 3 × ×1267	—	2300 2300 2300 1150
	ВПЭП-24 ВПЭП-24Г6 ВПЭП-24Гв	75	—	2240	—	2300

Примечания. 1. Масса ВР ВДУМ, указанная в скобках, относится к ВР без значения коэффициентов  $m$ ,  $n$  и  $\zeta$ , зависящие от положения отражателя и относительного  $a$  в скобках — для настилающейся верной струи. 4 При настилении воздушных струй на исключением данных для ВДШ и ВР, образующих закрученные струи. 5. Для ВР образую

Воздушные фильтры в зависимости от технологии очистки воздуха подразделяются на пористые смоченные, пористые сухие и электрические (табл. 4 36). К пористым смоченным относятся фильтры, выполненные из металлических пластин, проволочных или полимерных сеток и нетканых волокнистых материалов, покрытых тонкой пленкой вязких нелетучих замасливателей. К пористым сухим относятся фильтры, выполненные из нетканых волокнистых материалов, гофрированных полимерных сеток и губчатых материалов.

Фильтры выбирают с учетом дисперсности пыли, начальной концентрации ее в воздухе и требуемой эффективности очистки. Одновременно учитывают пылеемкость фильтра, его начальное и конечное аэродинамическое сопротивление, конструктивные и эксплуатационные характеристики.

Таблица 4.35. Характеристика воздушных фильтров

Класс фильтра	Размеры эффективно улавливаемых пылевых частиц, мкм	Эффективность очистки воздуха, %
I	Практически все	99
II	>1	85
III	10—50	60

Масса, кг	$F_0$ , м <sup>2</sup> , или $v_0$ , м	Рекомендуемые значения		Коэффициенты			Область применения
		$v_0$ , м/с	$L_0$ , м <sup>2</sup> /ч	$m$	$n$	$\zeta$	
96 97 99 25,6 25,8	0,66	1,6— 6,3	3750—13 000	—	—	25	Поддача воздуха системами отопления, вентиляции и кондиционирования в рабочую (обслуживаемую) зону помещений с избытками тепла и на любом уровне помещений без избытков тепла —
118 119 118,5 129 131 131,1 33 33,3	0,88	1,6— 6,3	5000—20 000	—	—	25	
170 171 168 77	1,32	1,6— 6,3	7500—30 000	—	—	25	
210 212 } 210	1,77	1,6— 6,3	10 000—40 000	—	—	25	

регулятора расхода. 2. Для ВРВ ДУМ, образующих коническую струю, указаны предельные расстояния. 3. Для ВР ВДШ приведены значения  $m$  и  $n$  для компактной вертикальной струи, ближайшее сплошное ограждение значения  $m$  и  $n$  следует умножать на коэффициент  $k_B$  за ющих закрученные струи, приведены осредненные по длине струи значения  $m$  и  $n$ .

Начальную концентрацию пыли в воздухе принимают по опытным данным. При их отсутствии для расчета санитарно-гигиенической очистки воздуха в промышленных районах промышленных городов начальную концентрацию принимают 1 мг/м<sup>3</sup>.

Класс применяемых фильтров определяется требованиями соответствующих глав СНиП и СН. При этом фильтры более высокого класса следует устанавливать в качестве следующей ступени очистки после фильтров III и II классов.

Воздушные фильтры подбирают в такой последовательности.

1. Исходя из расчета вентиляционной сети, определяют начальное и допустимое конечные сопротивления фильтра, а следовательно, и допустимое увеличение сопротивления.

2. Задаваясь классом фильтра и нагрузкой по очищаемому воздуху на 1 м<sup>2</sup> фильтрующей поверхности, определяют типоразмер фильтра.

3. По величине начальной концентрации пыли, заданной эффективности работы фильтра и его пылеемкости определяют продолжительность работы фильтра до его замены или регенерации. Если эта продолжительность меньше, чем требуется по условиям эксплуатации, то уменьшают воздушную нагрузку на 1 м<sup>2</sup> фильтрующего материала, принимают другой фильтр, или, если это возможно, увеличивают разницу между конечным и начальным значениями аэродинамического сопротивления.

Т а б л и ц а 4.36. Номенклатура воздушных фильтров

Вид	Тип	Наименование	Класс	Эффективность очистки, %	Рекомендуемая удельная воздушная нагрузка на входное сечение, тыс. м <sup>3</sup> /ч X м <sup>2</sup>	Удельная пылеемкость, г/м <sup>3</sup>	Средняя начальная концентрация пыли, мг/м <sup>3</sup>	Начальное сопротивление, Па	Возможность регенерации
Пористый смоченный	Масляный	Самомочищающийся ФЭС	III	80	7	До 15% массы масла в ванне	1	60	Возможна
		Ячейковый ФЯР	III	84	6	2400	1	50	»
		Ячейковый ФЯВ	III	76	6	2600	1	60	»
		Рулочный ФРУ	III	80	6	670	0,5	60	Регенерация не под- лежит
		Ячейковый ФЯУ	III	86	6	570	0,3	40	То же
		Рулочный ФРП	III	95	5	1000	1	100	Возможна
Пористый сухой	»	Ячейковый ЛАЙК	I	>99,9	По данным завода-изготовителя				
		» ФЯЛ	I	>99,9	6	900	0,05	100	Регенерация не под- лежит
		» ФЯП	III	75	6	350	0,3	60	Возможна
		» ФЯВ	III	75	6	2400	1	60	»
Электрический	—	» ФЭ	II	До 95	7	1500	2	40 (10)	»

Примечания. 1. Пылеемкость воздушных фильтров, кроме фильтров ФШ, указана при увеличении их аэродинамического сопротивления за время работы примерно в 3 раза. 2. Аэродинамическое сопротивление электрических фильтров приведено для работы с противоуносным фильтром и без него (в скобках). Работа без противоуносного фильтра нежелательна.

## 4.8.2. КАЛОРИФЕРЫ

Калориферы вентиляционных систем общественных зданий, как правило, обогреваются водой. Расчетный расход сетевой воды, определенный согласно СНиП II-36-73, следует умножать на поправочный коэффициент  $\alpha$ , принимаемый не менее 1. Коэффициент  $\alpha$ , учитывающий изменение расхода в связи с изменением температуры наружного воздуха, находится по формуле

$$\alpha = \frac{t_k - t_n}{t_k - t_n^p} \cdot \frac{T'_r - T_o}{T'_r - T'_o}, \quad (4.182)$$

где  $t_k$  — конечная температура нагреваемого воздуха, °С;  $t_n$  — температура наружного воздуха, °С, соответствующая минимальной температуре сетевой воды в подающей линии  $T'_r$ ;  $T'_o$  — минимальная температура сетевой воды в обратной линии, °С;  $T_r$  и  $T_o$  — температура сетевой воды, °С, соответственно в подающей и обратной линиях при температуре наружного воздуха, соответствующей параметрам Б или А в зависимости от того, с какими расчетными параметрами проектируется вентиляция;  $t_n^p$  — расчетная температура наружного воздуха (для проектируемой системы вентиляции), °С.

Калориферные установки необходимо проектировать, составляя их из минимального числа калориферов с устройствами, обеспечивающими регулирование производительности по теплу. Это достигается установкой воздушных клапанов на обводных каналах калориферов и проходных клапанов на трубопроводах теплоносителя. Как правило, следует применять многоходовые калориферы с последовательным соединением по воде. Допускается параллельное соединение их по воде при расположении последовательных по ходу воздуха. При последовательном соединении по воде калориферов, установленных в несколько рядов по ходу воздуха, теплоноситель рекомендуется подавать в первый по ходу движения воздуха ряд, а удалять из последнего по ходу движения воздуха ряда. Должна предусматриваться возможность независимого регулирования, отключения и опорожнения отдельных калориферов, рядов или групп калориферов (в больших установках).

Площадь поверхности нагрева калориферов необходимо принимать с запасом, не превышающим 20% (рекомендуется запас 10—20%).

В случаях, предусмотренных СНиП II-33-75, следует проектировать автоматическую защиту калориферов от замерзания.

В системах воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха общественных зданий наиболее часто применяются стальные пластинчатые многоходовые калориферы средней и большой моделей (КВС-п и КВБ-п) и биметаллические калориферы с накатным оребрением типа КСк (3- и 4-рядные).

Калориферы рассчитаны на теплоноситель с максимальной температурой 150° С и рабочее давление 1,2 МПа. Устанавливаются с горизонтальным расположением теплоотдающих трубок и патрубков. Съемные боковые щитки позволяют образовывать сплошную поверхность нагрева.

Стальные пластинчатые многоходовые калориферы КВС-п и КВБ-п [33] выпускаются с четырьмя ходами по движению теплоносителя. Нагревательные элементы представляют собой стальные трубки с пластинчатым оребрением. Трубки и пластины оцинкованы. У калориферов средней модели 3 ряда трубок по глубине, у калориферов большой модели — 4 ряда.

Калориферы биметаллические с накатным оребрением типа КСк [32] выпускаются двух моделей — КСк-3 и КСк-4. Их теплопередающая поверхность представляет собой шахматный пучок спирально-накатных биметаллических трубок. Элемент теплопередающей поверхности состоит из двух трубок, насаженных одна на другую. Внутренняя трубка — стальная, наружная — алюминиевая. На алюминиевой трубке устраивают накатное спиральное оребрение. У калориферов типа КСк-3 три ряда трубок по глубине, у калориферов типа КСк-4 — четыре ряда.

Технические данные калориферов приведены в табл. 4.37, а формулы для определения коэффициентов теплопередачи и потерь напора при проходе



Таблица 4.37. Технические данные калориферов

Модель и номер калорифера	Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup>		Площадь живого сечения, м <sup>2</sup>		Число ходов по теплоносителю	Габаритные размеры, мм			Условный диаметр патрубка для теплоносителя, мм	Масса, кг
	Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup>	по воздуху	по теплоносителю	Длина		Высота	Глубина			
<b>Стальные пластинчатые многоходовые модели КВС-п</b>										
КВС-1-п	8,55	0,1045775				530				43,9
КВС-2-п	10,62	0,129242				655				51
КВС-3-п	12,7	0,153906	0,0008686		4	780	378	180	32	58,2
КВС-4-п	14,67	0,178571	(среднее значение)			905				65,2
КВС-5-п	18,81	0,2279				1155				79,5
КВС-6-п	11,4	0,13916				530				56,2
КВС-7-п	14,16	0,17198				655				65,6
КВС-8-п	16,92	0,2048	0,001159		4	780	503	180	32	74,8
КВС-9-п	19,56	0,237622				905				83,8
КВС-10-п	25,08	0,30325				1155				102,2
КВС-11-п	72	0,8665	0,002316		4	1655	1003	180	50	262,6
КВС-12-п	108	1,29845	0,003474			1503				389,9
<b>Стальные пластинчатые многоходовые модели КВБ-п</b>										
КВБ-1-п	11,38	0,1045775				530				56,4
КВБ-2-п	14,21	0,129242				655				66
КВБ-3-п	16,86	0,153906	0,001159		4	780	378	220	32	75,6
КВБ-4-п	19,48	0,178571	(среднее значение)			905				84,7
КВБ-5-п	25	0,2279				1155				103,6
КВБ-6-п	15,14	0,13916				530				72,7
КВБ-7-п	18,81	0,17198				655				84,0
КВБ-8-п	22,44	0,2048	0,001544		4	780	503	220	32	96,6
КВБ-9-п	26	0,237622				905				109,1
КВБ-10-п	33,34	0,30325				1155				133,7
КВБ-11-п	95,63	0,8665	0,003089		4	1655	1003	220	50	351
КВБ-12-п	143,5	1,29845	0,004632			1503			70	518,3
<b>Биметаллические с накатным оребрением типа КСк-3</b>										
КСк-3-6-01	10,85	0,111				538				39,9
КСк-3-7-01	13,37	0,137				663				46,1
КСк-3-8-01	15,89	0,163				788				52,8
КСк-3-9-01	18,41	0,189	0,00085		6	913	503	180	25	59,2
КСк-3-10-01	23,45	0,24				1163				74,2
КСк-3-11-01	68,01	0,685	0,00129		8	1163	1003	180	40	183,7
КСк-3-12-01	102,5	1,027	0,00194			1503			50	266,3
<b>Биметаллические с накатным оребрением типа КСк-4</b>										
КСк-4-6-01	14,26	0,111				538				41,2
КСк-4-7-01	17,57	0,137				663				48
КСк-4-8-01	20,88	0,163				788				54,7
КСк-4-9-01	24,19	0,189	0,00111		6	913	503	180	25	68,5
КСк-4-10-01	30,82	0,24				1163				81,9
КСк-4-11-01	90,04	0,685	0,00171		8	1663	1003	180	40	220,5
КСк-4-12-01	136,02	1,027	0,00258			1503			50	340,6

Примечание. Габаритные размеры калориферов даны по грани теплоотдающей поверхности.

Таблица 4.38 Формулы для определения коэффициента теплопередачи, аэродинамического и гидравлического сопротивления caloriferов [32, 33]

Тип calorифера	Коэффициент теплопередачи $k$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К)	Сопротивление проходу воздуха $\rho_a$ , Па	Сопротивление проходу воды $\rho_w$ , кПа
КВС-п	$k = 20,86 (v\rho)^{0,32} \omega^{0,132}$ (4.183)	$\rho_a = 2,2 (v\rho)^{1,62}$ (4.187)	$\rho_w = 2,6 \cdot 10^6 \times$ $\times \frac{c^{0,8} W^{1,85}}{d_y^4}$ (4.191)
КВБ-п	$k = 19,77 (v\rho)^{0,32} \omega^{0,13}$ (4.184)	$\rho_a = 2,8 (v\rho)^{1,65}$ (4.188)	
КСк-3	$k = 19,31 (v\rho)^{0,455} \omega^{0,14}$ (4.185)	$\rho_a = 1,61 (v\rho)^{1,71}$ (4.189)	$\rho_w = b\omega^2$ (4.192)
КСк-4	$k = 15,96 (v\rho)^{0,515} \omega^{0,17}$ (4.186)	$\rho_a = 1,92 (v\rho)^{1,73}$ (4.190)	

воздуха и воды — в табл. 4.38. При подборе calorиферов следует руководствоваться номенклатурой calorиферов заводов-изготовителей.

В табл. 4.38 приняты следующие условные обозначения:  $v\rho$  — массовая скорость воздуха в живом сечении calorиферной установки, кг/(м<sup>2</sup> · с);  $\omega$  — скорость воды в трубках, м/с;  $c$  — число ходов по теплоносителю;  $W$  — расход воды через calorифер, м<sup>3</sup>/ч;  $d$  — условный диаметр присоединительных патрубков, мм;  $b$  — коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей водяного тракта (табл. 4.39).

Таблица 4.39. Значения коэффициента  $b$

Тип calorифера	Номер	$b$	Тип calorифера	Номер	$b$
КСк-3	6	13,6	КСк-4	6	17
	7	14,8		7	18,2
	8	16		8	19,4
	9	17,2		9	20,6
	10	19,6		10	23
	11	34,8		11	36,8
	12	48,8		12	51,2

Правильный подбор calorиферной установки должен обеспечивать минимум приведенных затрат, причем это должно увязываться с расчетом воздухопроводов приточной системы вентиляции и выбором вентилятора. В полном объеме эта задача решается с помощью ЭВМ или путем сопоставления отдельных вариантов.

Для подбора calorиферной установки используют следующие исходные данные: расход нагреваемого воздуха  $G$ , кг/ч; начальную и конечную температуры воздуха  $t_n$  и  $t_k$ , °С; температуру воды в подающем и обратном трубопроводах  $T_r$  и  $T_o$ , °С.

Calorиферную установку подбирают в таком порядке.

1. Определяют расход тепла на нагрев воздуха, Вт:

$$Q = 0,287 G c_v (t_k - t_n), \quad (4.193)$$

где  $c_v = 1$  кДж/(кг · К) — удельная массовая теплоемкость воздуха.

2. Определяют ориентировочную площадь живого сечения calorиферной установки по воздуху, м<sup>2</sup>:

$$f'_{жк} = G/3600v\rho, \quad (4.194)$$

где  $v\rho$  — массовая скорость воздуха в calorифере, принимаемая в пределах 3—10 кг/(м<sup>2</sup> · с).

3. По ориентировочной величине живого сечения по воздуху по табл. 4.37 подбирают тип и количество калориферов, устанавливаемых параллельно по воздуху. Калориферы в установке должны быть одного типа и номера, а число их — минимальным.

4. Для принятых калориферов в соответствии с табл. 4.37 определяют действительную величину живого сечения калориферов по воздуху  $f_{ж}$  и действительную площадь поверхности нагрева калориферов  $F_{д}$ .

5. Определяют действительную массовую скорость воздуха в живом сечении калориферов:

$$w_p = G/3600f_{ж}m, \quad (4.195)$$

где  $m$  — количество калориферов, устанавливаемых параллельно по воздуху

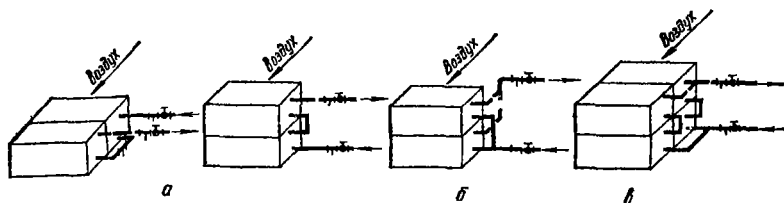


Рис. 4.70. Схемы соединения калориферов по воде:

*a* — последовательное; *б* — параллельное; *в* — последовательное в рядах и параллельное между рядами

6. Принимают способ соединения калориферов по воде (рис. 4.70) и определяют количество воды,  $m^3/ч$ , проходящей через каждый калорифер:

$$W = \frac{0,86Q}{1000 (T_r - T_0) n}, \quad (4.196)$$

где  $n$  — число калориферов, соединяемых параллельно по воде.

7. Определяют скорость воды в трубках калориферов,  $m/с$ :

$$\omega = W/3600f_{тр}, \quad (4.197)$$

где  $f_{тр}$  — площадь живого сечения трубок для прохода воды,  $m^2$ , принимаемая по табл. 4.37.

8. Определяют коэффициент теплопередачи калориферов по формулам табл. 4.38 либо по вспомогательной табл. 4.40.

9. Определяют требуемую площадь поверхности нагрева калориферной установки,  $m^2$ .

$$F_{треб} = Q/k \left( \frac{T_r + T_0}{2} - \frac{t_n + t_k}{2} \right). \quad (4.198)$$

10. Определяют запас площади поверхности нагрева, %:

$$\frac{F_{д} - F_{треб}}{F_{треб}} 100,$$

При этом должно выполняться условие

$$1,1F_{тр} \leq F_{д} \leq 1,2F_{тр}.$$

Если данное условие не выполняется, меняют номер калорифера или его модель и расчет повторяют, начиная с п. 3.

11. Определяют аэродинамическое сопротивление калориферной установки (сопротивление проходу воздуха) по формулам, приведенным в табл. 4.38, или по табл. 4.40 путем умножения сопротивления одного калорифера на число калориферов, установленных последовательно по воздуху.



Таблица 4.41 Расчет площади поверхности нагрева

Расход тепла на нагрев воздуха $Q$ , Вт	Ориентировочная площадь живого сечения calorиферной установки по воздуху $f_{ж}$ , м <sup>2</sup>	Тип и номер calorифера	Количество calorиферов, установленных параллельно по воздуху, $n$	Площадь живого сечения для прохода воздуха одного calorифера $f_{ж1}$ , м <sup>2</sup>	Площадь живого сечения calorиферной установки для прохода воздуха $f_{ж1}n$ , м <sup>2</sup>	Площадь живого сечения трубок одного calorифера $f_{тр}$ , м <sup>2</sup>	Количество calorиферов, соединенных параллельно по воде, $n$	Площадь поверхности нагрева одного calorифера $F$ , м <sup>2</sup>
367 000	0,928	КВС-10п КВБ-10п	3 3	0,303 0,303	0,909 0,909	0,001159 0,00154	1 1	25,08 33,34

12. Определяют сопротивление при проходе воды через calorифер по формулам табл. 4.38. Для calorиферов КВС-п и КВБ-п можно также пользоваться графиком, приведенным на рис. 4.71, умножая величину сопротивления, полученную по графику, на поправочный коэффициент  $k_1 = 2,7$ .

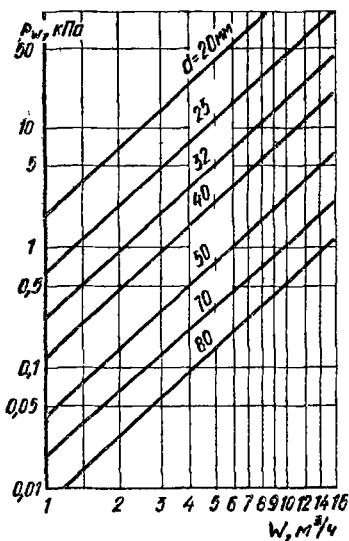
**Пример.** Подобрать calorиферную установку для системы вентиляции общественного здания

Исходные данные: расход нагреваемого воздуха  $G = 30\ 000$  кг/ч; начальная температура воздуха  $t_n = -26^\circ\text{C}$ ; конечная температура воздуха  $t_k = 18^\circ\text{C}$ ; температура воды в подающем трубопроводе  $T_r = 150^\circ\text{C}$ ; температура воды в обратном трубопроводе  $T_0 = 70^\circ\text{C}$ .

Расчет площади поверхности нагрева и подбор calorиферной установки выполняем с занесением промежуточных и конечных результатов в табл. 4.41

Calorиферная установка из трех calorиферов КВС-10п, принятая к расчету, не имеет достаточного запаса площади поверхности нагрева, поэтому расчет пов-

Рис. 4.71. График для определения гидравлического сопротивления в одноходовых calorиферах.



торен для установки из трех calorиферов КВБ-10п, которая имеет запас площади поверхности нагрева 19%, что соответствует предъявляемым требованиям.

### 4.8.3. ВЕНТИЛЯТОРЫ

По принципу работы вентиляторы подразделяются на радиальные (центробежные) и осевые. У радиальных вентиляторов одно- и двухстороннего всасывания правого вращения рабочее колесо вращается (если смотреть на вентилятор со стороны электродвигателя) против часовой стрелки, а левого — по часовой стрелке.

и подбор калориферной установки

Площадь поверхности нагрева установки $F_d$ , м <sup>2</sup>	Действительная массовая скорость $\phi$ , кг/(м <sup>2</sup> ·с)	Объем воды, проходящей через каждый калорифер $W$ , м <sup>3</sup> /ч	Скорость воды в трубках калорифера $\phi$ , м/с	Коэффициент теплопередачи $k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Средняя разность температур $\frac{t_r + t_n}{2} - \frac{t_k}{2}$ , °С	Требуемая площадь поверхности нагрева установки $F_{\text{треб}}$ , м <sup>2</sup>	Запас площади поверхности нагрева, %	Аэродинамическое сопротивление установки $R_a$ , Па	Сопротивление при проходе теплоносителя $R_{\text{гр}}$ , кПа
75,24 100,02	9,18 9,18	3,95 3,95	0,945 0,713	42 38,4	114 114	76,6 83,8	— 19	— 106	— 27,3

Электродвигатели устанавливают на одном валу с вентилятором или соединяют с ним одним из следующих способов: через эластичную муфту; клиноремной передачей с постоянным передаточным отношением; регулируемой бесступенчатой передачей через индукторную и гидравлическую муфты скольжения.

Производительность вентилятора и создаваемый перепад давления регулируют изменением частоты вращения с помощью направляющего аппарата или дроселированием.

Вентилятор выбирают по заводской характеристике при заданных расходе воздуха  $L_B$ , м<sup>3</sup>/ч, и перепаде давления  $p_B$ , Па, — разности давлений на выходе и входе вентилятора.

Характеристики вентилятора относятся к стандартным условиям: барометрическому давлению  $p_{\text{бар}} = 1010$  кПа, температуре воздуха  $t = 20^\circ \text{C}$ , плотности воздуха  $\rho_B = 1,2$  кг/м<sup>3</sup> и относительной влажности  $\phi = 50\%$ .

Вентилятор, который должен обеспечивать подачу воздуха  $L_p$  с заданной температурой  $t$  и барометрическим давлением  $p_{\text{бар}}$ , подбирают по производительности

$$L_B = L_p \quad (4.199)$$

и перепаду давления

$$p_B = p_p \frac{273 + t}{293} \cdot \frac{1010}{p_{\text{бар}}}, \quad (4.200)$$

где  $p_p$  — расчетное давление вентилятора при рабочих условиях, Па, равное расчетному сопротивлению вентиляционной сети с оборудованием с надбавкой до 10% на неучтенные потери.

Производительность вентилятора, устанавливаемого за пределами обслуживаемого помещения, принимают с учетом подсоса воздуха в вытяжных и потерь воздуха в приточных системах, вводя повышающие коэффициенты к расчетным производительностям: 1,1 — для систем с воздуховодами из металла, пластмасс и асбестоцементных труб длиной до 50 м; 1,15 — для систем с воздуховодами из других материалов, а также для систем с воздуховодами из металла, пластмасс и асбестоцементных труб длиной более 50 м.

Длина воздуховодов определяется для общообменных приточных и вытяжных систем по длине воздуховодов, прокладываемых вне обслуживаемых помещений, а для систем местных отсосов — по расстоянию от наиболее удаленного отсоса до вентилятора.

При подборе вентиляторов по каталожным данным необходимо, чтобы КПД вентилятора для рабочей точки составлял не менее 0,9 максимального КПД для данного вентилятора.

**Т а б л и ц а 4.42. Коэффициенты полезного действия для различных видов передач**

Вид передачи	КПД
Непосредственная насадка колеса вентилятора на вал электродвигателя	1
Соединение валов вентилятора и электродвигателя при помощи муфты	0,98
То же, при помощи клиноременной передачи	0,95

Примечание. КПД индукторных или гидравлических муфт скольжения принимают по данным завода-изготовителя.

Потребляемую мощность на валу электродвигателя, кВт, определяют по формуле

$$N = 0,287 \frac{L_{в} \rho_{в}}{\eta_{в} \eta_{п}} 10^{-6}, \quad (4.201)$$

где  $\eta_{в}$  — коэффициент полезного действия вентилятора, принимаемый по заводской характеристике в рабочей точке;  $\eta_{п}$  — КПД передачи, принимаемый по табл. 4.42. КПД вентилятора и передачи измеряют в долях единицы.

**Т а б л и ц а 4.43. Значения коэффициента запаса мощности электродвигателей**

Мощность на валу электродвигателя, кВт	Значение $k_3$ при вентиляторе	
	радиальном	осевом
До 0,5	1,5	1,2
0,5—1	1,3	1,15
1—2	1,2	1,1
2—5	1,15	1,05
Более 5	1,1	1,05

Минимально допустимая установочная мощность электродвигателя

$$N_y = k_3 N, \quad (4.202)$$

где  $k_3$  — коэффициент запаса мощности, принимаемый по табл. 4.43.

## 4.9. РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

Для вентиляции жилых и общественных зданий применяются воздуховоды из различных материалов, основными из которых являются тонколистовая сталь, асбестоцементные плиты и кирпич. Металлические воздуховоды, как правило, выполняются из унифицированных деталей. Неунифицированные воздуховоды допускается применять в исключительных случаях: в стесненных условиях, по конструктивным или архитектурным соображениям.

Для определения суммарного давления вентилятора или другого побудителя, обеспечивающего расчетный расход воздуха по всем участкам сети воздуховодов, производят аэродинамический расчет сети.

Потери давления на участке воздуховодов, Па, определяют по формуле

$$\Delta p = \left( \frac{\lambda}{d} l + \Sigma \xi \right) \frac{v^2}{2} \rho, \quad (4.203)$$

где  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения;  $d$  — внутренний диаметр расчетного участка, м;  $l$  — длина расчетного участка, м;  $\Sigma \zeta$  — сумма коэффициентов местных сопротивлений;  $v$  — скорость движения воздуха, м/с;  $\rho$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Для прямоугольных воздуховодов в расчет принимают эквивалентный диаметр, определяемый по формуле

$$d_3 = 4F/\Pi = 2ab/(a + b), \quad (4.204)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения воздуховода, м<sup>2</sup>;  $\Pi$  — периметр воздуховода, м;  $a$  и  $b$  — стороны прямоугольного воздуховода, м.

Т а б л и ц а 4.44. Эквивалентная шероховатость стенок воздуховодов

Материал стенок	$k_3$ , м
Листовая сталь	0,0001
Винилпласт	0,0001
Асбестоцементные плиты или трубы	0,00011
Фанера	0,00012
Шлакоалебастровые плиты	0,001
Шлакобетонные плиты	0,0015
Кирпич	0,004
Штукатурка (по металлической сетке)	0,01

Коэффициент гидравлического трения при числе Рейнольдса  $Re > 2300$  определяется по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{k_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (4.205)$$

где  $k_3$  — эквивалентная шероховатость стенок воздуховода, м, принимаемая по табл. 4.44.

Число Рейнольдса

$$Re = vd_3/\nu, \quad (4.206)$$

где  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости воздуха, принимаемый  $1,5 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с.

Скорость воздуха в воздуховоде определяется по формуле

$$v = L/3600F = L/g_v, \quad (4.207)$$

где  $g_v = 3600F$  — удельный расход воздуха в воздуховоде, с · м<sup>2</sup>/ч, равный расходу воздуха при скорости  $v = 1$  м/с.

Формулу (4.207) с учетом (4.207) можно записать следующим образом:

$$\Delta p = \left( \frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta \right) \frac{\rho}{2g_v^2} L^2 = \zeta' AL^2 = SL^2, \quad (4.208)$$

где  $\zeta' = \frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta$  — приведенный коэффициент местного сопротивления расчетного участка;  $A = \rho/2g_v^2$  — удельное скоростное давление, Па · ч<sup>2</sup>/м<sup>6</sup>, возникающее при прохождении по воздуховоду 1 м<sup>3</sup>/ч воздуха;  $S$  — удельная гидравлическая характеристика участка трубопровода, Па · ч<sup>2</sup>/м<sup>6</sup>, равная потере давления в нем при расходе воздуха 1 м<sup>3</sup>/ч.

Аэродинамический расчет воздуховодов систем вентиляции может производиться различными методами [25]. Ниже рассмотрен расчет с использованием метода характеристик сопротивлений по формуле (4.208). В табл. 4.45 и 4.46 приведены данные, необходимые для выполнения аэродинамического расчета унифицированных круглых и прямоугольных воздуховодов. Значения  $\lambda_1/d$  представляют собой отношение коэффициента гидравлического сопротив-



Таблица 4.45. Данные для расчета круглых воздуховодов

Диаметр, мм	$\xi_0$ , с·м <sup>2</sup> /ч	$\lambda_1/d$ , м <sup>-1</sup>	$A \cdot 10^6$ , Па·ч <sup>2</sup> /м <sup>6</sup>	Площадь сечения воздуховода $F$ , м <sup>2</sup>	Площадь поверхности 1 м длины, м <sup>2</sup>	Масса 1 м длины, кг	Толщина стенки, мм	
100	28,44	0,3578	741,809	0,0079	0,314	1,23	0,5	
110	34,21	0,3176	512,978	0,0095	0,345	1,35		
125	44,28	0,2707	304,108	0,0123	0,392	1,54		
140	55,44	0,235	195,211	0,0154	0,44	1,73		
160	72	0,1989	115,741	0,02	0,502	1,96		
180	91,8	0,1716	71,198	0,0255	0,566	2,22		
200	113,04	0,1504	46,955	0,0314	0,628	2,46		
225	144	0,1299	28,935	0,04	0,706	3,32		
250	176,4	0,1138	19,283	0,049	0,785	3,69	0,6	
280	221,4	0,0988	12,24	0,0615	0,879	4,16		
315	280,8	0,08527	7,61	0,078	0,989	4,65		
355	356,4	0,07344	4,724	0,099	1,115	5,25		
400	453,6	0,06326	2,916	0,126	1,26	5,92		
450	572,4	0,0546	1,832	0,159	1,41	6,6		
500	705,6	0,04786	1,205	0,196	1,57	8,64		0,7
560	885,6	0,04154	0,765	0,246	1,76	9,68		
630	1123,2	0,03585	0,475	0,312	1,98	10,89		
710	1425,6	0,03088	0,295	0,396	2,23	12,27		
800	1803,6	0,0266	0,184	0,501	2,51	13,81		
900	2286	0,02296	0,115	0,635	2,83	22,28	1	
1000	2826	0,02012	0,075	0,785	3,14	24,65		
1120	3546	0,01746	0,048	0,985	3,52	27,63		
1250	4428	0,01522	0,031	1,23	3,93	30,85		
1400	5544	0,01321	0,019	1,54	4,4	34,54		
1600	7236	0,01095	0,011	2,01	5,03	39,49		
1800	9180	0,009652	0,0072	2,55	5,66	62,26	1,4	
2000	11304	0,008461	0,0047	3,14	6,28	69,08		

Таблица 4.46. Данные для расчета прямоугольных воздуховодов

Размеры сторон, мм	$\xi_0$ , с·м <sup>2</sup> /ч	$d_{\text{э}}$ , мм	$\lambda_1/d$ , м <sup>-1</sup>	$A \cdot 10^6$ , Па·ч <sup>2</sup> /м <sup>6</sup>	Площадь сечения воздуховода $F$ , м <sup>2</sup>	Площадь поверхности 1 м длины, м <sup>2</sup>	Масса 1 м длины, кг	Толщина стенки, мм	
100×150	54	120	0,2849	205,761	0,015	0,5	1,96	0,5	
100×200	72	133	0,2505	115,741	0,02	0,6	2,35		
100×250*	90	143	0,2288	74,074	0,025	0,7	2,74		
150×150	81	150	0,2156	91,45	0,0255	0,6	2,35		
150×200	108	171	0,183	51,44	0,03	0,7	2,74		
150×250	136,8	188	0,1626	32,061	0,038	0,8	3,14		
200×200	144	200	0,1504	28,935	0,04	0,8	3,14		
200×250	180	222	0,1321	18,518	0,05	0,9	3,53		
200×300	216	243	0,1179	12,86	0,06	0,7	3,85		0,7
200×400	288	267	0,1048	7,233	0,08	1,2	6,6		
200×500*	360	286	0,0962	4,629	0,1	1,4	7,7		
250×250	225	250	0,1138	11,852	0,0625	1	5,5		
250×300	270	273	0,102	8,23	0,075	1,1	6,05		
250×400*	360	308	0,0877	4,629	0,01	1,3	7,15		
250×500	450	333	0,0796	2,962	0,125	1,5	8,25		
250×600*	540	353	0,074	2,057	0,15	1,7	9,35		
250×800*	720	381	0,0672	1,157	0,2	2,1	11,55		
300×300	324	300	0,0906	5,716	0,09	1,2	6,6		

Размеры сто рон, мм	$\xi_{\text{D}}$ , с · м <sup>2</sup> /л	$d_{\text{э}}$ , мм	$\lambda_1/d$ , м <sup>-1</sup>	$A \cdot 10^6$ , Па · ч <sup>2</sup> /м <sup>6</sup>	Площадь сечения воздуховода $F$ , м <sup>2</sup>	Площадь поверх- ности 1 м дли- ны, м <sup>2</sup>	Масса 1 м дли- ны, кг	Толщина стен- ки, мм
300×400	432	343	0,0767	3,216	0,12	1,4	7,7	
300×500	540	375	0,0686	2,057	0,15	1,6	8,8	
300×600	648	400	0,0633	1,429	0,18	1,8	9,9	
300×800*	864	436	0,0568	0,804	0,24	2,2	12,1	
300×1000*	1080	462	0,0528	0,515	0,3	2,6	14,3	
400×400	576	400	0,0633	1,809	0,16	1,6	8,8	
400×500	720	444	0,0555	1,157	0,2	1,8	9,9	
400×600	864	480	0,0504	0,804	0,24	2	11	
400×800	1152	533	0,0442	0,453	0,32	2,4	13,2	
400×1000*	1440	571	0,0405	0,289	0,4	2,8	15,4	
400×1200*	1728	600	0,0381	0,02006	0,48	3,2	17,6	
500×500	900	500	0,0479	0,7403	0,25	2	11	
500×600	1880	545	0,043	0,5146	0,3	2,2	12,1	
500×800	1440	615	0,0369	0,289	0,4	2,6	14,3	
500×1000	1800	667	0,0334	0,1851	0,5	3	16,5	
500×1200*	2160	706	0,0311	0,129	0,6	3,4	18,7	
500×1600*	2880	762	0,0283	0,0724	0,8	4,2	23,1	0,7
500×2000*	3600	800	0,0266	0,0463	1	5	27,5	
600×600	1296	600	0,0381	0,0357	0,36	2,4	13,2	
600×800	1728	686	0,0322	0,2006	0,48	2,8	15,4	
600×1000	2160	750	0,0288	0,129	0,6	3,2	17,6	
600×1200	2592	800	0,0266	0,0893	0,72	3,6	19,8	
600×1600*	3456	873	0,0238	0,0501	0,96	4,4	24,2	
600×2000*	4320	923	0,0222	0,0321	1,2	5,2	28,6	
800×800	2304	800	0,0266	0,1131	0,64	3,2	17,6	
800×1000	2880	889	0,0233	0,0724	0,8	3,6	19,8	
800×1200	3456	960	0,0212	0,0501	0,96	4	22	
800×1600	4608	1067	0,0186	0,0283	1,28	4,8	26,4	
800×2000*	5760	1143	0,017	0,018	1,6	5,6	30,8	
1000×1000	3600	1000	0,0201	0,0463	1	4	22	
1000×1200	4320	1091	0,018	0,0321	1,2	4,4	31,06	
1000×1600	5760	1231	0,0155	0,018	1,6	5,2	36,71	
1000×2000	7200	1333	0,014	0,0116	2	6	42,36	
1200×1200	5184	1200	0,016	0,0223	1,44	4,8	33,89	
1200×1600	6912	1371	0,0136	0,0125	1,92	5,6	39,54	0,9
1200×2000	8640	1714	0,0103	0,008	2,4	6,4	45,18	
1600×1600	9216	1600	0,0112	0,007	2,56	6,4	45,18	
1600×2000	11 520	1778	0,0098	0,0045	3,2	7,2	50,83	

\* Указанный размер следует применять только при обосновании (например, для увязки потерь давления в воздуховодах, по архитектурным и другим требованиям)

Примечание Для воздуховодов из кровельной и толколистовой стали с нормируемые размеры допускается принимать паружные размеры поперечного сечения воздуховода, указанные в таблице Размеры воздуховодов из пластмасс и асбестоцемента следует уточнять по данным заводов-поставщиков.

ления к диаметру трубопровода (эквивалентному диаметру) при  $v = 1$  м/с и  $k_{\text{э}} = 0,0001$  м.

В случае выполнения приближенного расчета отношение допускается определять по формуле

$$\lambda/d = (\lambda_1/d) k_v k_{\Delta}, \quad (4.209)$$

где  $\lambda_1/d$  принимается по табл. 4.45 или 4.46, а  $k_v$  и  $k_{\Delta}$  — поправки соответственно на скорость воздуха и эквивалентную шероховатость стенок воздуховода (табл. 4.47 и 4.48).

Таблица 4.47. Поправки  $f_v$  на скорость воздуха  $v$  в воздуховоде

$v$ , м/с	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0	—	1,7782	1,4953	1,3511	1,2574	1,1891	1,1362	1,0932	1,0573	1,0266
1	1	0,9764	0,9554	0,9365	0,9193	0,9036	0,8891	0,8757	0,8633	0,8517
2	0,8409	0,8307	0,8211	0,812	0,8034	0,7952	0,7873	0,7801	0,773	0,7663
3	0,7598	0,7536	0,7477	0,7419	0,7364	0,7311	0,726	0,721	0,7162	0,7116
4	0,7071	0,7028	0,6985	0,6944	0,6905	0,6866	0,6828	0,6792	0,6756	0,6721
5	0,6688	0,6655	0,6622	0,6591	0,656	0,653	0,6501	0,6472	0,6444	0,6417
6	0,639	0,6363	0,6338	0,6312	0,6287	0,6263	0,6239	0,6216	0,6193	0,617
7	0,6148	0,6127	0,6105	0,6084	0,6064	0,6043	0,6023	0,6004	0,5984	0,5965
8	0,6947	0,5928	0,591	0,5892	0,5875	0,5857	0,584	0,5823	0,5807	0,579
9	0,5774	0,5758	0,5745	0,5727	0,5712	0,5697	0,5682	0,5667	0,5653	0,5638
10	0,5624	0,561	0,5596	0,5583	0,5569	0,5556	0,5543	0,553	0,5517	0,5504
11	0,5492	0,5479	0,5467	0,5455	0,5443	0,5431	0,5419	0,5408	0,5396	0,5385
12	0,5374	0,5363	0,5352	0,5341	0,533	0,5319	0,5309	0,5298	0,5288	0,5278
13	0,5267	0,5257	0,5247	0,5238	0,5228	0,5218	0,5208	0,5199	0,5189	0,518
14	0,5171	0,5162	0,5153	0,5144	0,5135	0,5126	0,5117	0,5108	0,51	0,5091
15	0,5083	0,5074	0,5066	0,5058	0,5049	0,5041	0,5033	0,5025	0,5017	0,5009
16	0,5001	0,4994	0,4986	0,4978	0,4971	0,4963	0,4956	0,4948	0,4941	0,4933
17	0,4926	0,4919	0,4912	0,4905	0,4898	0,4891	0,4884	0,4877	0,487	0,4863
18	0,4856	0,485	0,4843	0,4836	0,483	0,4823	0,4817	0,481	0,4804	0,4798
19	0,4791	0,4785	0,4779	0,4773	0,4767	0,476	0,4754	0,4748	0,4742	0,4736

Пример пользования таблицей: при  $v = 4,7$  м/с  $k_{\Delta} = 0,6792$ ; при  $v = 0,5$  м/с  $k_{\Delta} = 1,1891$

Таблица 4.48 Поправки  $k_{\Delta}$  на эквивалентную шероховатость  $k_s$  стенок воздуховода

$v$ , м/с	Значения $k_{\Delta}$ при $k_s$ , мм				$v$ , м/с	Значения $k_{\Delta}$ при $k_s$ , мм			
	1	1,5	4	10		1	1,5	4	10
0,1	1,02	1,02	1,08	1,18	4,6	1,4	1,52	1,9	2,37
0,2	1,04	1,06	1,15	1,31	4,8	1,4	1,53	1,92	2,39
0,4	1,08	1,11	1,25	1,48	5	1,41	1,54	1,93	2,41
0,6	1,11	1,16	1,33	1,6	5,5	1,43	1,56	1,96	2,45
0,8	1,13	1,19	1,4	1,69	6	1,44	1,58	1,98	2,48
1	1,16	1,23	1,46	1,77	6,5	1,46	1,6	2,01	2,51
1,2	1,18	1,25	1,5	1,84	7	1,47	1,61	2,03	2,54
1,4	1,2	1,28	1,55	1,9	7,5	1,48	1,63	2,05	2,57
1,6	1,22	1,31	1,58	1,95	8	1,49	1,64	2,06	2,58
1,8	1,24	1,33	1,62	2	8,5	1,5	1,65	2,08	2,61
2	1,25	1,35	1,65	2,04	9	1,51	1,66	2,1	2,62
2,2	1,27	1,37	1,68	2,08	9,5	1,52	1,67	2,11	2,65
2,4	1,28	1,38	1,7	2,11	10	1,53	1,68	2,12	2,66
2,6	1,29	1,4	1,73	2,14	11	1,54	1,7	2,15	2,69
2,8	1,31	1,42	1,75	2,17	12	1,56	1,71	2,17	2,72
3	1,32	1,43	1,77	2,2	13	1,57	1,73	2,19	2,74
3,2	1,33	1,44	1,79	2,23	14	1,58	1,74	2,2	2,76
3,4	1,34	1,46	1,81	2,25	15	1,59	1,75	2,22	2,78
3,6	1,35	1,47	1,83	2,28	16	1,6	1,76	2,23	2,8
3,8	1,36	1,48	1,85	2,3	17	1,61	1,77	2,24	2,82
4	1,37	1,49	1,86	2,32	18	1,61	1,78	2,26	2,83
4,2	1,38	1,5	1,87	2,34	19	1,62	1,78	2,27	2,85
4,4	1,39	1,51	1,89	2,36	20	1,62	1,78	2,28	2,86

Примечание. При  $k_s = 0,1$  мм для всех значений скорости воздуха  $k_{\Delta} = 1$ .

При повышенных требованиях к точности расчета для определения коэффициента гидравлического трения следует использовать формулу (4.205) или определять отношение  $\lambda/d$  по номограмме (рис. 4.72). При пользовании номограммой (рис. 4.72, а) на горизонтальной оси находят значение диаметра

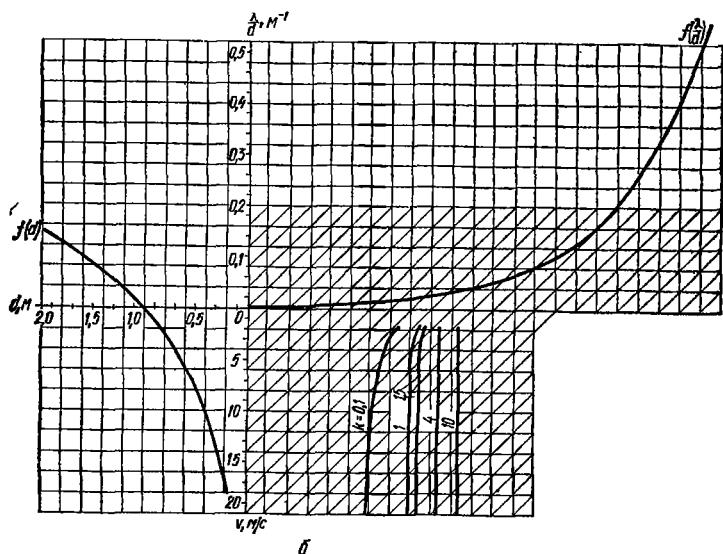
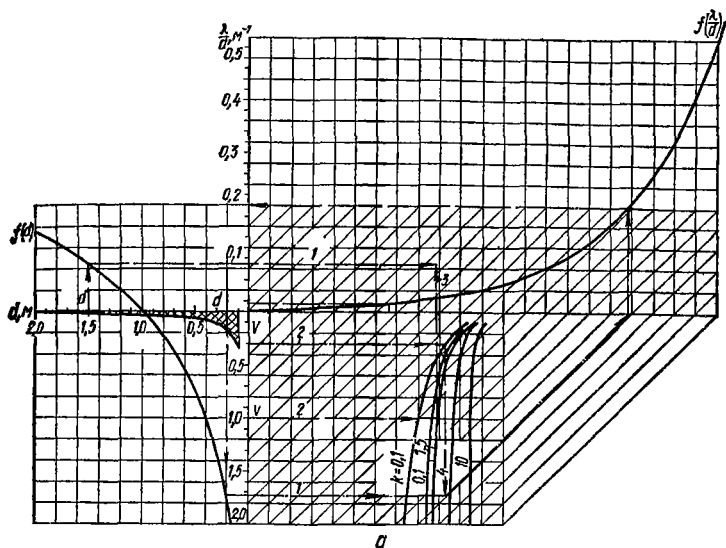
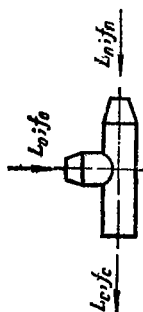


Рис. 4.72. Номограммы для определения величины  $\lambda/d$  при скорости воздуха  
 а — до 2 м/с; б — до 20 м/с.

(эквивалентного диаметра) воздуховода  $d$  и проводят вертикальную линию до пересечения с кривой  $f(d)$ , а из точки пересечения — горизонтальную линию  $I$ . На вертикальной оси находят значение скорости воздуха  $v$  и проводят горизонтальную линию  $2$  до пересечения с кривой, соответствующей фактической эквивалентной шероховатости стенок воздуховода, а из точки пересечения — вертикальную линию  $3$  до пересечения с горизонтальной линией  $I$ . Из точки

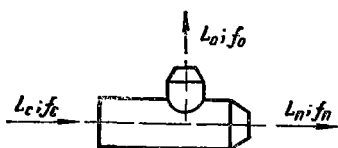
Таблица 4.49. Коэффициенты сопротивления тройников круглого сечения в режиме всасывания



$f_1/f_c$	$L_0/L_c$	$\zeta_{\text{ш}}$ при $f_0/f_c$										$\zeta_0$ при $f_0/f_c$									
		0,55	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2	0,16	0,13	0,1	0,65	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2	0,16	0,13	0,1		
1	0,05	—	—	—	—	0,1	0,13	0,15	0,13	0,15	—	—	—	—18,9	—13	—8,6	—6,2	—3,9			
	0,1	—	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	—	—	—	—5,9	—2,8	—1,9	—1,3	—0,7			
	0,2	0,2	0,2	0,25	0,3	0,3	0,38	0,42	0,45	0,45	—	—	—	—4,8	—0,6	—0,3	—0,04	0			
	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,71	0,8	0,9	0,9	—	—	—	—1,6	—0,4	0	0,1	0,2			
	0,4	0,55	0,6	0,7	0,8	1	1,1	1,3	1,5	1,8	—	—	—	—0,45	0,1	0,2	0,3	0,28			
	0,5	0,75	1	1,2	1,5	1,7	2	2,4	2,8	3,5	0,05	0,2	0,3	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,25		
0,8	0,6	1,2	1,6	2	2,7	3,1	3,8	4,7	5,6	7,2	0,25	0,4	0,5	0,4	0,4	0,4	0,35	0,3	0,3		
	0,05	—	—	—	—	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	—	—	—	—17,6	—12	—8,3	—5,7	—3,6			
	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,25	0,3	—	—	—	—3,8	—2,5	—1,8	—1,1	—0,6			
	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,35	0,4	0,4	0,45	0,55	—	—	—	—0,4	—0,2	0,2	0,2	0,1			
	0,3	0,35	0,35	0,4	0,5	0,55	0,6	0,7	0,8	1	—	—	—	0	0,2	0,2	0,2	0,25			
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	1,4	1,7	—	—	—	0,3	0,35	0,35	0,3	0,3			
0,5	0,75	0,9	1,1	1,3	1,5	1,8	2,1	2,5	3,1	—	—	—	0,4	0,4	0,4	0,35	0,35	0,35			



Таблица 4.50. Коэффициенты сопротивления тройников круглого сечения в режиме нагнетания



$L_c/L_c$	$\zeta_{\Pi}$ при $l_n/f_c$				$\zeta_0$ при $f_0/f_c$					
	1,0	0,8	0,65	0,5	0,65	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2
0,01	0,18	0,2	0,2	0,2	—	—	—	863	594	375
0,05	0,2	0,25	0,3	0,3	153	88,5	55	29,5	19,8	12
0,1	0,15	0,2	0,3	0,3	41,4	19,8	12	6,2	4,1	2,5
0,2	0,15	0,2	0,25	0,3	7,5	4,1	2,5	1,3	0,95	0,7
0,3	0,15	0,2	0,25	0,3	3	1,7	1,1	0,7	0,6	0,55
0,4	0,2	0,25	0,3	0,3	1,6	0,9	0,75	0,6	0,55	0,55
0,5	0,3	0,4	0,4	0,35	1	0,7	0,6	0,55	0,55	0,45
0,6	0,75	0,7	0,6	0,55	0,8	0,6	0,5	0,5	0,5	0,45
0,7	2	1,55	1,25	0,9	0,65	0,55	0,5	0,5	0,45	0,45
0,8	6,4	4,5	3,3	2,2	0,55	0,5	0,5	0,5	0,45	0,45
0,9	34,7	23,1	16	10	0,5	0,5	0,5	0,5	0,45	0,45
0,95	159	103	69,3	42,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,45	0,4

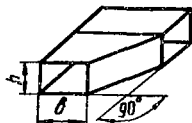
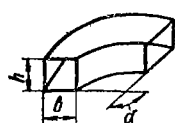


Таблица 4.51. Коэффициенты сопротивления отводов прямоугольного и круглого сечения

$h, \text{ мм}$	$\zeta$ при $b, \text{ мм}$												
	100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1600	2000
100		$\frac{0,16}{0,1}$	$\frac{0,24}{0,15}$	$\frac{0,31}{0,2}$									
150	$\frac{0,08}{0,05}$	$\frac{0,15}{0,09}$	$\frac{0,22}{0,14}$	$\frac{0,28}{0,18}$									
200	$\frac{0,07}{0,05}$	$\frac{0,14}{0,09}$	$\frac{0,2}{0,13}$	$\frac{0,26}{0,17}$	$\frac{0,33}{0,21}$	$\frac{0,44}{0,28}$	$\frac{0,54}{0,34}$						
250	$\frac{0,07}{0,04}$	$\frac{0,13}{0,08}$	$\frac{0,19}{0,12}$	$\frac{0,25}{0,16}$	$\frac{0,31}{0,2}$	$\frac{0,41}{0,26}$	$\frac{0,51}{0,32}$	$\frac{0,59}{0,38}$	$\frac{0,74}{0,47}$				

h, мм	ζ при b, мм													
	100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1600	2000	
300			$\frac{0,18}{0,12}$	$\frac{0,24}{0,15}$	$\frac{0,29}{0,19}$	$\frac{0,4}{0,25}$	$\frac{0,49}{0,31}$	$\frac{0,57}{0,36}$	$\frac{0,7}{0,45}$	$\frac{0,58}{0,37}$				
400			$\frac{0,17}{0,11}$	$\frac{0,22}{0,14}$	$\frac{0,27}{0,17}$	$\frac{0,37}{0,23}$	$\frac{0,45}{0,29}$	$\frac{0,53}{0,34}$	$\frac{0,65}{0,42}$	$\frac{0,54}{0,34}$	$\frac{0,63}{0,4}$			
500			$\frac{0,16}{0,1}$	$\frac{0,21}{0,13}$	$\frac{0,26}{0,16}$	$\frac{0,35}{0,22}$	$\frac{0,43}{0,27}$	$\frac{0,5}{0,32}$	$\frac{0,62}{0,39}$	$\frac{0,51}{0,32}$	$\frac{0,39}{0,38}$	$\frac{0,74}{0,47}$	$\frac{0,85}{0,54}$	
600				$\frac{0,2}{0,13}$	$\frac{0,25}{0,16}$	$\frac{0,33}{0,21}$	$\frac{0,41}{0,26}$	$\frac{0,48}{0,3}$	$\frac{0,59}{0,38}$	$\frac{0,49}{0,31}$	$\frac{0,51}{0,36}$	$\frac{0,7}{0,45}$	$\frac{0,81}{0,52}$	
800				$\frac{0,19}{0,12}$	$\frac{0,23}{0,15}$	$\frac{0,31}{0,2}$	$\frac{0,38}{0,24}$	$\frac{0,44}{0,28}$	$\frac{0,55}{0,35}$	$\frac{0,45}{0,29}$	$\frac{0,53}{0,34}$	$\frac{0,65}{0,42}$	$\frac{0,76}{0,48}$	
1000					$\frac{0,22}{0,14}$	$\frac{0,29}{0,19}$	$\frac{0,36}{0,23}$	$\frac{0,42}{0,27}$	$\frac{0,52}{0,33}$	$\frac{0,43}{0,27}$	$\frac{0,5}{0,32}$	$\frac{0,62}{0,39}$	$\frac{0,72}{0,46}$	
1200						$\frac{0,28}{0,18}$	$\frac{0,34}{0,22}$	$\frac{0,4}{0,25}$	$\frac{0,5}{0,32}$	$\frac{0,41}{0,26}$	$\frac{0,48}{0,3}$	$\frac{0,59}{0,38}$	$\frac{0,68}{0,44}$	
1600							$\frac{0,32}{0,2}$	$\frac{0,37}{0,24}$	$\frac{0,46}{0,29}$	$\frac{0,38}{0,24}$	$\frac{0,44}{0,28}$	$\frac{0,55}{0,35}$	$\frac{0,64}{0,41}$	
2000							$\frac{0,3}{0,19}$	$\frac{0,35}{0,22}$	$\frac{0,44}{0,28}$	$\frac{0,36}{0,23}$	$\frac{0,42}{0,27}$	$\frac{0,52}{0,33}$	$\frac{0,8}{—}$	

Примечания. 1. В числителе приведены значения коэффициента сопротивления отвода при  $\alpha = 90^\circ$ , в знаменателе — при  $\alpha = 45^\circ$ .

2. Для унифицированных отводов круглого сечения при  $\alpha = 90^\circ$   $\zeta = 0,35$ , при  $\alpha = 45^\circ$   $\zeta = 0,23$ .

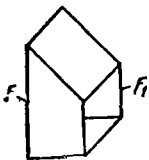
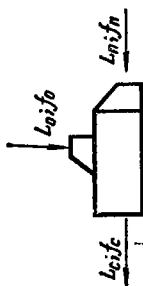


Таблица 4.52. Коэффициенты сопротивления перехода прямоугольного сечения

Характер потока	ζ при F <sub>1</sub> /F				
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
Расширение	0,73	0,54	0,4	0,36	0,34
Сужение	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04



Т а б л и ц а 4.53. Коэффициенты сопротивления  
троянков прямоугольного сечения в режиме  
всасывания



$f_m/f_c$	$L_0/L_c$	$\xi_{\text{П}}$ при $f_0/f_c$								$\xi_0$ при $f_0/f_c$							
		0,8	0,7	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,1	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
1	0,05	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
	0,2	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
	0,4	0,36	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
	0,5	0,45	0,5	0,55	0,6	0,7	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
0,6	0,55	0,7	0,9	1,2	1,6	2,2	3,4	6,8	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	0,95	0,9	0,95	
0,9	—	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	
	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	
	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
	0,5	0,5	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	
	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	
	0,7	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	
	0,8	0,8	0,8	0,8	1,1	1,6	3	4,7	7,5	0,9	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	0,95	
0,8	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	
	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	
	0,45	0,5	0,55	0,6	0,7	0,9	1,2	3,6	0,3	0,3	0,35	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
	0,55	0,65	0,75	0,9	1,1	1,4	3,6	7	0,65	0,75	0,85	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	
	0,85	1,1	1,4	1,8	2,4	4,7	7,5	15	0,8	0,85	0,9	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	
	0,75	1,2	1,7	2,3	3,2	4,7	7,5	40,1	0,85	0,9	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	
	0,8	0,7	1,8	3,2	5	11,7	—	—	0,9	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	
0,7	0,25	0,25	0,25	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
	0,25	0,3	0,35	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	
	0,3	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	
	0,4	0,5	0,55	0,6	0,7	0,9	1,2	3,2	0,65	0,75	0,85	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	
	0,5	0,6	0,7	0,9	1,1	1,4	3,6	7	0,75	0,85	0,95	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	
	0,65	0,8	1,1	1,4	1,8	2,4	4,7	15	0,85	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	
	0,7	0,8	1,2	1,6	2,2	3,2	4,8	40,1	0,9	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	
0,8	0,7	1,8	3,2	5	11,4	—	—	0,9	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9		
0,7	0,25	0,25	0,25	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
	0,25	0,3	0,35	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	
	0,3	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	
	0,4	0,5	0,55	0,6	0,7	0,9	1,2	3,2	0,6	0,6	0,65	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	
	0,5	0,6	0,7	0,9	1,1	1,3	1,9	3,2	0,65	0,75	0,85	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	
	0,65	0,8	1,1	1,4	1,8	2,4	4,8	12	0,8	0,8	0,85	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	
	0,7	0,8	1,2	1,6	2,2	3,2	4,8	40,1	0,9	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	
0,8	0,7	1,8	3,2	4,8	7,5	11,4	—	0,9	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9		



пересечении прямых 1 и 3 проводят прямую под углом  $45^\circ$  к горизонтальной оси. Точка пересечения этой прямой с горизонтальной осью представляет собой абсциссу точки на кривой  $f(\lambda/d)$ , ордината которой дает искомое точное значение  $\lambda/d$  при данных  $d$ ,  $v$  и  $k_2$ .

Заштрихованная область на номограмме, приведенной на рис. 4.72, а, представляет собой область ламинарного режима, когда формулу (4.205) и, следовательно, номограмму применять не следует. Для проверки возможности применения формулы (4.205) на номограмме находят условную точку с координатами  $d$  и  $v$ . Если эта точка попадает в заштрихованную область, имеет место ламинарный режим ( $\lambda = 64/Re$ ).

В табл. 4.49—4.54 приведены значения коэффициентов местных сопротивлений для унифицированных деталей воздухопроводов, а в табл. 4.55 — для не унифицированных [25]. В табл. 4.49, 4.50, 4.53, 4.54 прочерками отмечены сочетания размеров тройников, которые при проектировании практически не встречаются.

Сечения воздухопроводов, расходы воздуха в них и коэффициенты местных сопротивлений, относящиеся к скоростным давлениям в этих сечениях, имеют одинаковые индексы.

Для узлов, характеризующихся изменением сечения воздухопровода, значение  $\zeta$  указывается по отношению к скоростному давлению в одном сечении из двух. При необходимости определения  $\zeta$ , относящегося к скоростному давлению во втором сечении, следует иметь в виду, что значение  $\zeta$  пропорционально квадрату сечения:  $\zeta_1 = \zeta_2 (f_1/f_2)^2$ .

При проектировании воздухопроводов отношение расходов воздухопровода в ответвлении и в сборном участке тройников рекомендуется принимать не более 0,5.

При невязке потерь давления по отдельным участкам сети более 10% следует предусматривать установку диафрагм. Подбор диафрагм производится по табл. 4.56 и 4.57. С целью повышения гидравлической устойчивости диафрагмы рекомендуется устанавливать на ответвлениях и конечных участках.

Коэффициент местного сопротивления диафрагмы определяется по формуле

$$\zeta_d = p_d / \frac{\rho v^2}{2} = 1,67 p_d / v^2, \quad (4.210)$$

где  $p_d$  — избыточное давление, Па, которое гасится диафрагмой;  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ .

Расчетное значение гравитационного давления для вентиляционных систем с естественным побуждением пропорционально разности плотностей внутреннего и наружного воздуха, причем температура последнего принимается равной  $5^\circ \text{C}$ :

$$p = hg \left( 1,27 - \frac{353}{273 + t_b} \right), \quad (4.211)$$

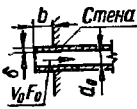
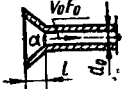
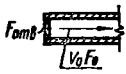
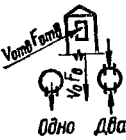

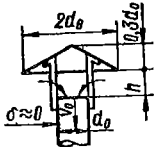
где  $h$  — высота воздушного столба, м, принимаемая для вытяжных систем равной расстоянию от середины приточного отверстия (окна) до устья вытяжной шахты.

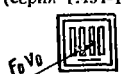
Радиус действия по горизонтали вытяжных систем вентиляции с естественным побуждением рекомендуется принимать 8—10 м.

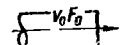
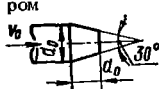
Действие ветра учитывается только при проектировании защиты вентиляционных проемов и шахт от задувания.

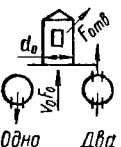
Воздуховоды систем вентиляции рассчитывают по таблицам или номограммам при температуре воздуха  $t = 20^\circ \text{C}$ , плотности  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$  и кинематической вязкости  $\nu = 15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ . При других значениях температуры транспортируемого воздуха слагаемые  $\frac{\lambda}{d} l$  и  $\Sigma \zeta$ , входящие в формулы (4.203) и (4.208), умножаются на поправочные коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  (табл. 4.58).

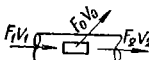
Таблица 4.55. Коэффициенты местных сопротивлений деталей приточных и вытяжных систем

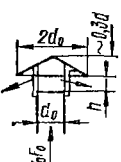
Деталь	Значение $\zeta$										
<b>Вход</b>											
1. Цилиндрическая труба, заделанная в стену 	$b/d_0$	$\zeta_0$ при $b/d_0$									
		0	0,002	0,01	0,05	0,2	0,5	1			
$\approx 0$	0,5	0,57	0,68	0,8	0,92	1	0,94				
$\geq 0,02$	0,6	0,51	0,52	0,65	0,66	0,72	0,72				
2. Конический коллектор 	$l/d_0$	$\zeta_0$ при $\alpha$ , град									
		0	10	30	60	100	140	180			
0,025	1	0,96	0,9	0,8	0,69	0,59	0,5				
0,05	1	0,93	0,8	0,67	0,58	0,53	0,5				
0,1	1	0,8	0,55	0,41	0,41	0,44	0,5				
0,25	1	0,68	0,3	0,17	0,22	0,34	0,5				
0,6	1	0,46	0,18	0,13	0,21	0,33	0,5				
1	1	0,32	0,14	0,1	0,18	0,3	0,5				
3. Прямой канал с сеткой или решеткой 	$F_{отв}/F_0$ ....	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1			
	$\zeta_0$ ....	4	2,65	1,97	1,58	1,32	1,14	1			
$F_{отв}$ — площадь живого сечения сетки											
4. Первое боковое отверстие 	Одно отверстие										
	$F_{отв}/F_0$ ....	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	
$\zeta_0$ ....	64,5	30	14,9	9	6,27	4,54	3,54	2,7	2,2		
Два отверстия — одно против другого											
$2F_{отв}/F_0$ ....	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,4	1,8		
$\zeta_0$ ....	17	12	8,75	6,85	5,5	4,54	3,84	2,01	1,1		
5. Среднее отверстие 	$F_{отв}/F_1$	$\zeta$ при $L_{отв}/L_2$									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
		Вход ( $\zeta_{отв}$ )					Проход ( $\zeta_1$ )				
0,1	0,8	1,3	1,4	1,4	1,4	0,1	-0,1	-0,8	-2,6	-6,6	
0,2	-1,4	0,9	1,3	1,4	1,4	0,1	0,2	-0,01	-0,6	-2,1	
0,4	-9,5	0,2	0,9	1,2	1,3	0,2	0,3	0,3	0,2	-0,2	
0,6	-21,2	-2,5	0,3	1	1,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,3	
6. Приточная шахта с зонтом 	$h/d_0$ ....	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	$\geq 1$
	$\zeta_0$ ....	2,63	1,83	1,53	1,39	1,31	1,19	1,15	1,08	1,07	1,05
По серии 1.494-32 для круглого и квадратного зонта $\zeta_0 = 1,4$ , для прямоугольного — 1,25.											

Деталь	Значение $\zeta$
7. Решетка щелевая типа Р (серия 1.494-10) 	$\zeta_0 = 2$


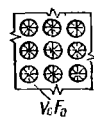
<b>Выход</b>	
8. Цилиндрическая труба 	$\zeta_0 = 1,1$
9. Цилиндрическая труба с конфузором 	$\zeta_0 = 4,5$




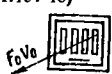
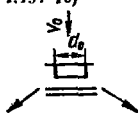
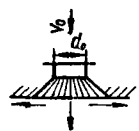
10. Последнее боковое отверстие 	Количество отверстий	$\zeta_0$ при $\Sigma F_{отв}/F_0$									
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2
		Одно Два (одно против другого)	65,7 67,7	30 33	16,4 17,2	10,8 11,6	7,3 8,45	5,5 6,8	4,48 5,86	3,67 5	3,16 4,38

11. Среднее отверстие 	<b>Выход</b>									
	$v_0/v_1$ ....	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
	$\zeta_0$ ....	1,8	1,7	1,7	1,8	1,9	2,1	2,3	2,6	3
	<b>Проход</b>									
$v_2/v_1$ .....		0,4	0,5	0,6	0,8	1				
$\zeta_1$ .....		0,06	0,01	-0,03	-0,06	-0,03				

12. Вытяжная шахта с зонтом 	$h/d_0$ .....	0,1	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,68	0,86	1
	$\zeta_0$ .....	4	2,3	1,9	1,6	1,4	1,3	1,15	1,1	1	1

По серии 1.494-32 для круглого и квадратного зонтов  $\zeta_0 = 1,3$ , для прямоугольного — 1,15.

13. Дефлектор (серия 1.494-32) 	$\zeta_0 = 0,64$	14. Воздухораспределитель пристенный эжекционный панельный типа ВПЭП (серия 1.494-18) 	$\zeta_0 = 25$ для скорости в сечении закручивателя, площадь которого $F_0 = \pi d_0^2/4$ , где $d_0 = 75$ мм.
---	------------------	--	--

Деталь	Значение $\zeta$		
15. Решетки, сетки, перфорация, отверстия с параллельными направляющими лопатками 	$\zeta_{отв} = 1,8$	16. Решетка воздухоприточная регулируемая типа РР, исп. АБ (серия 1.494-8) 	$\zeta_0 = 2,2$ (с учетом бокового подвода воздуха)
17. То же, исп. АВ 	$\zeta_0 = 3,3$ (с учетом бокового подвода воздуха)	18. Решетка щелевая типа Р (серия 1.494-10) 	$\zeta_0 = 2$
19. Воздухораспределитель универсальный модернизированный типа ВДУМ (серия 1.494-19) 	$\zeta_0 = 1,3-5,9$ (в зависимости от исполнения и положения диска)	20. Воздухораспределитель струйный шести-диффузорный типа ВДШ (серии 4-904-29 и 1.494-29) 	$\zeta_0 = 1,3$

Изменение направления потока

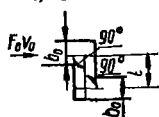
Для квадратного и круглого сечений:

$\alpha$ , град	...	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
$\zeta_0$	...	0	0,13	0,16	0,32	0,56	0,81	1,2	1,9	2,6	3,2	3,6

При прямоугольном сечении значения  $\zeta_0$  умножить на величину  $c$ :

$d_c/b_0$	...	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8
$c$	...	1,1	1,07	1,04	1	0,95	0,9	0,83	0,78	0,75	0,72	0,71	0,7

22. Колено Z-образное, 90°

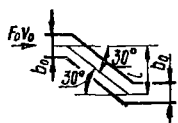


Для квадратного и круглого сечений:

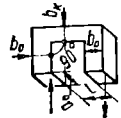
$l/b_0$	...	0	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
$\zeta_0$	...	0	0,62	0,9	1,61	2,63	3,61	4,01	4,18	4,22	4,18
$l/b_0$	...	2,4	2,8	3,2	4	5	6	7	9	10	$\geq 15$
$\zeta_0$	...	3,65	3,3	3,2	3,08	2,92	2,8	2,7	2,6	2,45	2,3

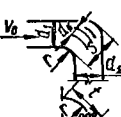
При прямоугольном сечении значения  $\zeta_0$  умножить на величину  $c$  (см. п. 21)

23. То же, 30°

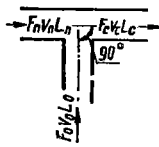


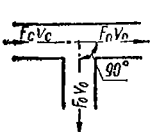
$\zeta_0 = 0,16$  при  $l/b_0 > 1,5$

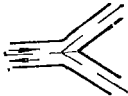
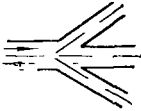
Деталь	Значение $\zeta$										
	Для квадратного сечения:										
	$b_k/b_0$	$\zeta_0$ при $l/b_0$									
0		0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	
24. Колено П-образное 90° 	0,5	7,5	6,9	6,1	5,4	4,7	4,3	4,2	4,3	4,4	4,6
	0,73	4,5	3,6	2,9	2,5	2,4	2,3	2,3	2,3	2,4	2,6
	1	3,6	2,6	1,8	1,4	1,3	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5
	2	3,9	2,4	1,5	1	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6
При прямоугольном сечении значения $\zeta_0$ умножать на величину $c$ (см п. 21)											

25. Колено 90° с направляющими лопатками ( $l = 0,2 \rightarrow \pm 0,5d$ ; $r = 0,14 \rightarrow \pm 0,35d$ ) 	$r/d_1$ .....	0	0,1	0,24	0,3						
	$\zeta_0$ .....	0,4	0,35	0,2	0,2						
	$d_k = 0,67 \frac{s}{n+1} \left( 1 + \frac{k-1}{n} \right)$ .										
где $k$ — порядковый номер лопатки; $n \approx 1,4s/l$ — общее число лопаток											

Слияние и разделение потока

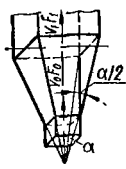
26 Тройник прямой 90° выгнанный прямогоугольного сечения ( $F_n = F_c$ ) 	$F_0/F_n$	$\zeta$ при $L_0/L_c$									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
0,1	0,3	0,9	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	0,2	0,5	0,9	1,5	2,5	4,4	8,4	20	82	$\infty$	
0,2	-1,7	0,6	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	0,2	0,4	0,8	1,3	2,1	3,7	7,1	16,7	69	$\infty$	
0,4	-2,4	-0,6	0,7	1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
	0,2	0,4	0,6	1	1,6	2,8	5,2	12,3	5,1	$\infty$	
0,6	-21	-2,7	0,1	0,9	1,1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,3	2,2	4,1	9,5	39	$\infty$	
0,8	-37	-5,5	-0,7	0,6	1,1	1,2	1,3	1,3	1,2	1,2	1,2
	0,3	0,4	0,5	0,7	1,1	1,8	3,3	7,6	31	$\infty$	
1	-50	-8,8	-1,7	0,3	1,1	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
	0,3	0,4	0,5	0,7	1	1,6	2,8	6,3	25	$\infty$	
В числителе — значения $\zeta_0$ , в знаменателе — $\zeta_n$ .											

27. Тройник прямой 90° приточный прямогоугольного сечения 	Условие	$\zeta$ при $v_0/v_c$									
		0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
$F_n = F_c$	9,4	6,2	4,2	2,3	1,6	1,2	1	0,8	0,7	0,7	
	0,4	0	-0,1	-0,1	0	-	-	-	-	-	
$\zeta_0 = (v_c/v_0)^2$											
$F_0 + F_n = F_c$	4,4	2	0,8	0,1	0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	
	В числителе — значения $\zeta_0$ , в знаменателе — $\zeta_n$										

Деталь	Значение $\zeta$		
28 Тройник штано-образный 	Значение $\zeta$ определяется как для бокового ответвления прямого тройника	29. Крестовина 	Значение $\zeta$ определяется как для прямого тройника

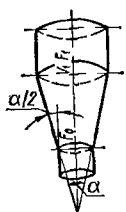
Изменение скорости потока

30. Диффузор пирамидальный в сети



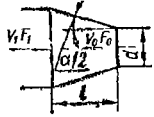
$F_0/F_1$	$\zeta_0$ при $\alpha$ , град									
	10	12	14	16	18	20	24	28	32	40
0,2	0,14	0,17	0,2	0,24	0,28	0,31	0,4	0,49	0,59	0,9
0,25	0,13	0,16	0,18	0,21	0,24	0,27	0,35	0,43	0,52	0,61
0,3	0,11	0,13	0,16	0,19	0,22	0,24	0,31	0,38	0,46	0,53
0,4	0,09	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,23	0,28	0,34	0,41
0,5	0,07	0,08	0,09	0,1	0,12	0,13	0,17	0,2	0,24	0,28
0,6	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,09	0,11	0,14	0,16	0,19

31 Диффузор конический в сети



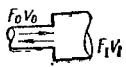
$F_0/F_1$	$\zeta_0$ при $\alpha$ , град							
	10	12	14	16	20	24	30	40
0,2	0,12	0,14	0,17	0,19	0,25	0,32	0,43	0,61
0,25	0,1	0,12	0,15	0,17	0,22	0,28	0,37	0,49
0,3	0,09	0,11	0,13	0,15	0,2	0,25	0,33	0,42
0,4	0,08	0,09	0,1	0,12	0,15	0,19	0,25	0,35
0,5	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,14	0,18	0,25
0,6	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,1	0,12	0,17

32 Конфузор в сети [при прямоугольном сечении  $d = 2ab/(a + b)$ ]



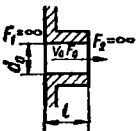
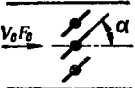

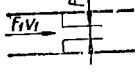
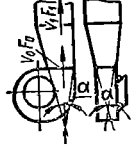
$l/d$	$\zeta$ , при $\alpha$ , град			
	10	20	30	40
0,1	0,41	0,34	0,27	0,24
0,15	0,39	0,29	0,22	0,18
0,6	0,29	0,2	0,15	0,13
$> 0,6$	0,1			


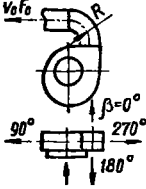
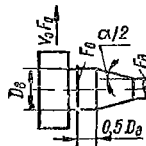
33 Изменение поперечного сечения

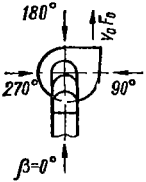
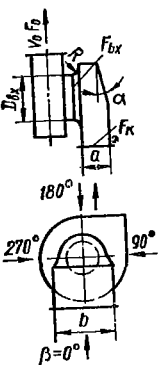
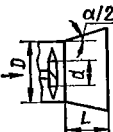


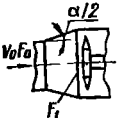
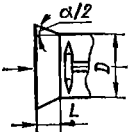
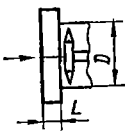
Характер изменения сечения	$\zeta_0$ при $F_0/F_1$									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1
Внезапное расширение	1	0,81	0,64	0,5	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0
Внезапное сужение	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1	0



Деталь	Значение $\zeta$																																																																																					
<p>34. Отверстие с угловыми краями</p> 	<p><math>h/d_0 \dots\dots 0 \quad 0,2 \quad 0,4 \quad 0,6 \quad 0,8 \quad 1 \quad 1,2 \quad 1,4 \quad 1,6 \quad 1,8 \quad \geq 2</math></p> <p><math>\zeta_0 \dots\dots\dots 2,89 \quad 2,72 \quad 2,6 \quad 2,34 \quad 1,95 \quad 1,76 \quad 1,68 \quad 1,63 \quad 1,61 \quad 1,55 \quad 1,56</math></p>																																																																																					
<p>35. Дроссель-клапан</p> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Количество створок л</th> <th colspan="10"><math>\zeta_0</math> при <math>\alpha</math>, град</th> </tr> <tr> <th>0</th> <th>10</th> <th>20</th> <th>30</th> <th>40</th> <th>50</th> <th>60</th> <th>70</th> <th>80</th> <th>90</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>0,04</td> <td>0,3</td> <td>1,1</td> <td>2,5</td> <td>8</td> <td>20</td> <td>60</td> <td>200</td> <td>1500</td> <td>6000</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>0,07</td> <td>0,4</td> <td>1,1</td> <td>2,5</td> <td>5,5</td> <td>12</td> <td>30</td> <td>90</td> <td>160</td> <td>7000</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>0,12</td> <td>0,12</td> <td>0,8</td> <td>2</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>19</td> <td>40</td> <td>160</td> <td>7000</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>0,13</td> <td>0,25</td> <td>0,8</td> <td>2</td> <td>4</td> <td>8</td> <td>15</td> <td>30</td> <td>110</td> <td>6000</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>0,15</td> <td>0,2</td> <td>0,7</td> <td>1,8</td> <td>3,5</td> <td>7</td> <td>19</td> <td>28</td> <td>80</td> <td>5000</td> </tr> </tbody> </table>										Количество створок л	$\zeta_0$ при $\alpha$ , град										0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	1	0,04	0,3	1,1	2,5	8	20	60	200	1500	6000	2	0,07	0,4	1,1	2,5	5,5	12	30	90	160	7000	3	0,12	0,12	0,8	2	5	10	19	40	160	7000	4	0,13	0,25	0,8	2	4	8	15	30	110	6000	5	0,15	0,2	0,7	1,8	3,5	7	19	28	80	5000
Количество створок л	$\zeta_0$ при $\alpha$ , град																																																																																					
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90																																																																												
1	0,04	0,3	1,1	2,5	8	20	60	200	1500	6000																																																																												
2	0,07	0,4	1,1	2,5	5,5	12	30	90	160	7000																																																																												
3	0,12	0,12	0,8	2	5	10	19	40	160	7000																																																																												
4	0,13	0,25	0,8	2	4	8	15	30	110	6000																																																																												
5	0,15	0,2	0,7	1,8	3,5	7	19	28	80	5000																																																																												
<p>36. Шибер [при прямоугольном сечении <math>d = 2ab/(a + b)</math>]</p> 	<p>Для круглого воздуховода:</p> <p><math>h/d_0 \dots 0 \quad 0,1 \quad 0,2 \quad 0,3 \quad 0,4 \quad 0,5 \quad 0,6 \quad 0,7 \quad 0,8 \quad 0,9 \quad 1</math></p> <p><math>F_{\Pi}/F_0 \dots 0 \quad - \quad 0,25 \quad 0,38 \quad 0,5 \quad 0,61 \quad 0,71 \quad 0,81 \quad 0,9 \quad 0,96 \quad 1</math></p> <p><math>\zeta_0 \dots \infty \quad - \quad 35 \quad 10 \quad 4,6 \quad 2,06 \quad 0,98 \quad 0,44 \quad 0,17 \quad 0,06 \quad 0</math></p> <p>Для прямоугольного воздуховода:</p> <p><math>h/d \dots 0 \quad 0,1 \quad 0,2 \quad 0,3 \quad 0,4 \quad 0,5 \quad 0,6 \quad 0,7 \quad 0,8 \quad 0,9 \quad 1</math></p> <p><math>\zeta_0 \dots \infty \quad 193 \quad 44,5 \quad 17,8 \quad 8,12 \quad 4,02 \quad 2,08 \quad 0,95 \quad 0,39 \quad 0,09 \quad 0</math></p>																																																																																					
<p>37. Диафрагма на прямом участке</p> 	<p><math>F_0/F_1 \dots 0,5 \quad 0,55 \quad 0,6 \quad 0,65 \quad 0,7 \quad 0,76 \quad 0,8 \quad 0,85 \quad 0,9 \quad 0,95 \quad 1</math></p> <p><math>\zeta_1 \dots 3,75 \quad 2,86 \quad 1,9 \quad 1,41 \quad 0,93 \quad 0,65 \quad 0,41 \quad 0,25 \quad 0,13 \quad 0,05 \quad 0</math></p>																																																																																					
<p>38. Диффузор пирамидальный центробежным вентилятором</p> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2"><math>\alpha</math>, град</th> <th colspan="6"><math>\zeta_0</math> при <math>F_1/F_0</math></th> </tr> <tr> <th>1,5</th> <th>2</th> <th>2,5</th> <th>3</th> <th>3,5</th> <th>4</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>10</td> <td>0,1</td> <td>0,18</td> <td>0,21</td> <td>0,23</td> <td>0,24</td> <td>0,25</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td>0,23</td> <td>0,33</td> <td>0,38</td> <td>0,4</td> <td>0,42</td> <td>0,44</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>0,31</td> <td>0,43</td> <td>0,48</td> <td>0,53</td> <td>0,56</td> <td>0,58</td> </tr> <tr> <td>25</td> <td>0,36</td> <td>0,49</td> <td>0,55</td> <td>0,58</td> <td>0,62</td> <td>0,64</td> </tr> <tr> <td>30</td> <td>0,42</td> <td>0,53</td> <td>0,59</td> <td>0,64</td> <td>0,67</td> <td>0,69</td> </tr> </tbody> </table>										$\alpha$ , град	$\zeta_0$ при $F_1/F_0$						1,5	2	2,5	3	3,5	4	10	0,1	0,18	0,21	0,23	0,24	0,25	15	0,23	0,33	0,38	0,4	0,42	0,44	20	0,31	0,43	0,48	0,53	0,56	0,58	25	0,36	0,49	0,55	0,58	0,62	0,64	30	0,42	0,53	0,59	0,64	0,67	0,69																												
$\alpha$ , град	$\zeta_0$ при $F_1/F_0$																																																																																					
	1,5	2	2,5	3	3,5	4																																																																																
10	0,1	0,18	0,21	0,23	0,24	0,25																																																																																
15	0,23	0,33	0,38	0,4	0,42	0,44																																																																																
20	0,31	0,43	0,48	0,53	0,56	0,58																																																																																
25	0,36	0,49	0,55	0,58	0,62	0,64																																																																																
30	0,42	0,53	0,59	0,64	0,67	0,69																																																																																

Деталь	Значение $\zeta$												
<p>39. Диффузор пирамидальный с отводом 90° за вентилятором [R = 15d; <math>\alpha = 15^\circ</math>; <math>F_0/F_1 = 0,5</math>; <math>d = 2ab/(a + b)</math>]</p> 	$\zeta_0 = 0,2$ (при любом угле установки элемент)												
<p>40. Отвод прямоугольный 90° за вентиляторами Ц14-46, Ц19-57, Ц13-50 [R = d; <math>d = 2ab/(a + b)</math>]</p> 	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th><math>\beta</math>, град</th> <th><math>\zeta_0</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>0,35</td> </tr> <tr> <td>90</td> <td>0,3</td> </tr> <tr> <td>180</td> <td>0,35</td> </tr> <tr> <td>270</td> <td>0,45</td> </tr> </tbody> </table>	$\beta$ , град	$\zeta_0$	0	0,35	90	0,3	180	0,35	270	0,45	<p>41. То же, за вентиляторами Ц4-70, Ц4-76</p>	$\zeta_0 = 0,24$
$\beta$ , град	$\zeta_0$												
0	0,35												
90	0,3												
180	0,35												
270	0,45												
<p>42. То же, за вентиляторами Ц14-46, Ц19-57, Ц13-50 (R = 2d)</p>	$\zeta_0 = 0,4$	<p>43. То же, за вентиляторами Ц1-70, Ц4-76</p>	$\zeta_0 = 0,43$										
<p>44. Переход с квадрата на круг равновеликой площади за вентиляторами Ц14-46, Ц19-57, Ц13-50</p>	$\zeta_0 = 0,15$	<p>45. То же, за вентиляторами Ц1-70, Ц4-76</p>	$\zeta_0 = 0,1$										
<p>46. Диффузор конический на входе в вентилятор (<math>F_в/F_д = 2</math>)</p> 	<table style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>\alpha</math> град . . . . .</td> <td>10</td> <td>30</td> </tr> <tr> <td><math>\zeta_0</math> . . . . .</td> <td>0,5</td> <td>1,1</td> </tr> </table>			$\alpha$ град . . . . .	10	30	$\zeta_0$ . . . . .	0,5	1,1				
$\alpha$ град . . . . .	10	30											
$\zeta_0$ . . . . .	0,5	1,1											

Деталь	Значение $\zeta$																							
<p>47. Отвод из звеньев круглого сечения на входе в вентилятор Ц9-55, Ц14-46 (<math>R = 1,5D_{вх}</math>)</p> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\beta</math>, град</th> <th><math>\zeta_0</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>0,33</td> </tr> <tr> <td>90</td> <td>0,35</td> </tr> <tr> <td>180</td> <td>0,4</td> </tr> <tr> <td>270</td> <td>0,45</td> </tr> </tbody> </table>		$\beta$ , град	$\zeta_0$	0	0,33	90	0,35	180	0,4	270	0,45	<p>48. То же, на входе в вентилятор Ц4-70</p> <p><math>\zeta_0 = 0,15</math></p>											
$\beta$ , град	$\zeta_0$																							
0	0,33																							
90	0,35																							
180	0,4																							
270	0,45																							
<p>49. Колено 90° на входе в вентилятор Ц9-55, Ц4-46</p>	<p><math>\zeta_0 = 1,7</math></p>		<p>50. То же, на входе в вентилятор Ц4-70</p> <p><math>\zeta_0 = 1</math></p>																					
<p>51. Входная коробка перед вентилятором Ц9-55, Ц14-46 (<math>F_K/F_{вх} = 2,4</math>; <math>b/a = 2,4</math>; <math>\alpha = 12^\circ</math>)</p> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\beta</math>, град</th> <th><math>\zeta_0</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>0,26</td> </tr> <tr> <td>90</td> <td>0,31</td> </tr> <tr> <td>180</td> <td>0,33</td> </tr> <tr> <td>270</td> <td>0,45</td> </tr> </tbody> </table>		$\beta$ , град	$\zeta_0$	0	0,26	90	0,31	180	0,33	270	0,45	<p>52. То же, перед вентилятором Ц4-70 (<math>F_K/F_{вх} = 2,4</math>; <math>b/a = 2,3</math>; <math>\alpha = 12^\circ</math>)</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\beta</math>, град</th> <th><math>\zeta_0</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>0,4</td> </tr> <tr> <td>90</td> <td>0,42</td> </tr> <tr> <td>180</td> <td>0,5</td> </tr> <tr> <td>270</td> <td>0,66</td> </tr> </tbody> </table>		$\beta$ , град	$\zeta_0$	0	0,4	90	0,42	180	0,5	270	0,66
$\beta$ , град	$\zeta_0$																							
0	0,26																							
90	0,31																							
180	0,33																							
270	0,45																							
$\beta$ , град	$\zeta_0$																							
0	0,4																							
90	0,42																							
180	0,5																							
270	0,66																							
<p>53. Диффузор конический за осевым вентилятором</p> 	<p><math>\zeta = 0,2</math> для скорости в сечении <math>F = \pi(D^2 - d^2)/4</math> при <math>L = (0,7 \rightarrow 1) D</math>; <math>\alpha = 20 \rightarrow 24^\circ</math></p>																							

Деталь	Значение $\zeta$	
54. Диффузор конический на входе в осевой вентилятор 	$\zeta_0$ определять по п. 31, принимая $F_0/F_1 \geq 0,5$ ; $\alpha \leq 10^\circ$	
55. Конус на входе в осевой вентилятор 	$\zeta = 0,1$ при $\alpha = 60^\circ$ , $L = 0,2D$	56. Уступ на входе в осевой вентилятор 
		$\zeta = 0,15$ при $L = (0,1 \div 0,3) D$

Т а б л и ц а 4.56. Диаметры отверстий диафрагм для воздуховодов круглого сечения

$\zeta_d$	Диаметр отверстия, мм, при диаметре воздуховода, мм													
	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500
0,3	91	114	128	146	164	182	205	228	255	287	324	365	410	456
0,4	90	112	125	143	161	179	201	224	251	282	318	358	403	448
0,5	88	110	123	141	159	176	198	220	247	278	313	353	397	441
0,6	87	109	122	139	156	174	196	217	243	274	309	348	391	435
0,7	86	107	120	137	155	172	193	215	240	270	305	343	386	429
0,8	85	106	119	136	153	170	191	212	238	267	301	339	382	424
0,9	84	105	117	134	151	168	189	210	235	264	298	336	378	420
1	83	104	116	133	150	166	187	208	233	262	295	332	374	415
1,1	82	103	115	132	148	165	185	206	230	260	292	329	370	411
1,2	82	102	114	131	147	163	184	204	228	257	290	326	367	408
1,3	81	101	113	129	146	162	182	202	226	255	287	323	364	404
1,4	80	100	112	128	144	160	181	201	225	253	285	321	361	401
1,6	79	99	111	126	142	158	178	198	221	249	281	316	356	395
1,8	78	97	109	125	140	156	175	195	218	246	277	312	351	390
2	77	96	108	123	138	154	173	192	215	242	273	308	346	385
2,2	76	95	106	122	137	152	171	190	213	239	270	304	342	380
2,4	75	94	105	120	135	150	169	188	211	237	267	301	338	376
2,6	74	93	104	119	134	149	167	186	208	234	264	298	330	372
2,8	74	92	103	118	133	147	166	184	206	232	261	295	331	368
3	73	91	102	117	131	146	164	182	204	250	259	292	328	365
3,2	72	90	101	116	130	145	163	181	202	228	257	289	325	361
3,4	72	90	100	115	129	143	161	179	201	226	254	287	323	358
3,6	71	89	100	114	128	142	160	178	199	224	252	284	320	355
3,8	71	88	99	113	127	141	159	176	197	222	250	282	317	353
4	70	87	98	112	126	140	157	175	196	220	248	280	315	350
4,5	69	86	96	110	124	137	155	172	192	217	244	275	309	344
5	68	85	95	108	122	135	152	169	189	213	240	271	304	338
5,5	67	83	93	107	120	133	150	167	187	210	236	266	300	333
6	66	82	92	105	118	131	148	164	184	207	233	263	296	328
6,5	65	81	91	104	117	130	146	162	181	204	230	259	292	324
7	64	80	90	102	115	128	144	160	179	202	227	256	288	320
7,5	63	79	89	101	114	127	142	158	177	199	225	253	285	316
8	63	78	88	100	113	125	141	156	175	197	222	250	282	313
8,5	62	77	87	99	111	124	139	155	173	195	220	248	279	310
9	61	77	86	98	110	123	138	153	172	193	218	245	276	306
9,5	61	76	85	97	109	121	137	152	170	191	215	243	273	303
10	60	75	84	96	108	120	135	150	168	189	213	241	271	301
11	59	74	83	95	106	118	133	148	165	186	210	236	266	296
12	58	73	81	93	105	116	131	145	163	183	206	233	262	291
13	57	72	80	92	103	115	129	143	160	180	203	229	258	286
14	56	71	79	90	102	113	127	141	158	178	201	226	254	282
15	56	70	78	89	100	111	125	139	156	176	198	223	251	279

Т а б л и ц а 4.57. Размеры отверстий диафрагм

ξ <sub>д</sub>	Размеры отверстия, мм,						
	100×150	100×200	100×250	150×150	150×200	150×250	200×200
0,2	23×143	92×192	91×241	141×141	139×189	138×238	188×188
0,3	89×139	88×188	87×237	137×137	135×185	133×233	132×182
0,4	87×137	86×186	85×235	134×134	132×182	130×230	179×179
0,5	86×136	85×185	84×234	133×133	130×180	128×228	177×177
0,6	84×134	82×182	81×231	130×130	127×177	125×225	173×173
0,7	83×133	81×181	80×230	128×128	125×175	123×223	171×171
0,8	82×132	80×180	79×229	127×127	124×174	122×222	170×170
0,9	81×131	79×179	77×227	126×126	122×172	120×220	168×168
1	80×130	78×178	76×226	125×125	121×171	118×218	167×167
1,1	78×128	76×176	75×225	123×123	119×169	116×216	164×164
1,2	78×128	75×175	74×224	122×122	118×168	115×215	163×163
1,3	77×127	75×175	73×223	121×121	117×167	114×214	161×161
1,4	76×126	74×174	72×222	120×120	116×166	113×213	160×160
1,6	75×125	73×173	71×221	119×119	115×165	112×212	159×159
1,8	74×124	71×171	70×220	117×117	113×163	109×209	156×156
2	72×122	70×170	68×218	115×115	110×160	107×207	154×154
2,2	72×122	69×169	67×217	114×114	109×159	106×206	152×152
2,4	70×120	67×167	65×215	112×112	107×157	103×203	150×150
2,6	69×119	66×166	64×214	111×111	106×156	102×202	148×148
2,8	68×118	65×165	63×213	110×110	105×155	101×201	147×147
3	68×118	65×165	62×212	109×109	104×154	100×200	146×146
3,2	67×117	64×164	62×212	108×108	102×152	98×198	144×144
3,4	66×116	63×163	61×211	108×108	102×152	98×198	144×144
3,6	66×116	63×163	61×211	107×107	101×151	97×197	143×143
3,8	65×115	61×161	59×209	106×106	99×149	95×195	141×141
4	64×114	61×161	59×209	105×105	99×149	95×195	140×140
4,5	63×113	59×159	57×207	103×103	96×146	92×192	137×137
5	61×111	58×158	55×205	101×101	95×145	90×190	135×135
5,5	60×110	56×156	54×204	100×100	93×143	88×188	133×133
6	59×109	55×155	53×203	98×98	91×141	87×187	131×131
6,5	58×108	54×154	52×202	97×97	90×140	85×185	130×130
7	57×107	53×153	51×201	96×96	89×139	84×184	128×128
7,5	56×106	53×153	50×200	95×95	87×137	82×182	127×127
8	55×105	51×151	49×199	93×93	85×135	80×180	124×124
8,5	55×105	51×151	48×198	93×93	85×135	79×179	123×123
9	54×104	50×150	47×197	91×91	83×133	78×178	122×122
9,5	53×103	49×149	46×196	90×90	82×132	77×177	120×120
10	52×102	48×148	45×195	89×89	81×131	76×176	119×119
11	51×101	47×147	44×194	88×88	80×130	74×174	117×117
12	50×100	45×145	43×193	86×86	78×128	72×172	115×115
13	49×99	44×144	42×192	85×85	76×126	70×170	113×113
14	48×98	44×144	41×191	84×84	75×125	70×170	112×112
15	48×98	43×143	41×191	84×84	75×125	69×169	111×111

для воздуховодов прямоугольного сечения

при сечении воздуховодов, мм

200×250	200×300	200×400	200×500	250×250	250×300	250×400	250×500
186×236	185×285	184×384	182×482	235×235	233×283	281×381	229×479
180×230	179×279	176×376	175×475	228×228	226×276	223×373	221×471
177×227	175×275	172×372	170×470	224×224	221×271	218×368	215×465
174×224	172×272	169×369	167×467	221×221	218×268	214×364	211×461
170×220	168×268	165×365	162×462	217×217	214×264	209×359	206×456
163×218	165×265	162×362	159×459	214×214	210×260	205×355	202×452
166×216	164×264	160×360	157×457	212×212	209×259	204×354	200×450
164×214	161×261	157×357	154×454	209×209	206×256	200×350	186×446
162×212	160×260	155×355	153×453	208×208	204×254	196×348	194×444
160×210	157×257	152×352	149×449	205×205	201×251	195×345	190×440
158×208	155×255	151×351	148×448	203×203	199×249	193×343	188×438
157×207	154×254	149×349	146×446	202×202	197×247	191×341	186×436
156×206	152×252	147×347	144×444	200×200	196×246	189×339	184×434
154×204	151×251	146×346	142×442	198×198	194×244	187×337	182×432
151×201	148×248	143×343	139×439	195×195	190×240	183×333	178×428
149×199	145×245	139×339	136×436	192×192	187×237	179×329	174×424
147×197	143×243	138×338	134×434	190×190	185×235	177×327	172×422
144×194	140×240	134×334	130×430	187×187	182×232	173×323	168×418
143×193	138×238	132×332	128×428	185×185	180×230	171×321	166×416
141×191	137×237	131×331	127×427	184×184	178×228	169×319	163×413
140×190	135×235	129×329	125×425	182×182	176×226	167×317	161×411
138×188	134×234	127×327	123×423	180×180	174×224	165×315	159×409
137×187	133×233	126×326	122×422	179×179	173×223	164×314	158×408
137×187	132×232	125×325	121×421	179×179	172×222	163×313	157×407
134×184	129×229	123×323	118×418	176×176	169×219	160×310	153×403
134×184	129×229	122×322	117×417	175×175	168×218	159×309	152×402
130×180	125×225	118×318	114×414	171×171	164×214	154×304	148×398
128×178	123×223	115×315	111×411	169×169	161×214	151×301	143×394
125×175	120×220	113×313	108×408	166×166	158×208	148×298	141×391
124×174	118×218	111×311	106×406	164×164	156×206	146×296	138×388
122×172	116×216	109×309	104×404	162×162	154×204	143×293	136×386
120×170	115×215	107×307	102×402	160×160	152×202	141×291	134×384
119×169	113×213	105×305	100×400	158×158	150×200	139×289	131×381
116×166	110×210	102×302	97×397	155×155	147×197	135×285	128×378
115×165	109×208	101×300	96×395	154×153	146×196	134×284	126×376
113×163	107×207	99×299	94×394	152×152	143×193	132×282	124×374
112×162	106×205	98×297	93×392	151×150	141×191	129×279	121×371
111×161	104×204	96×296	91×391	149×149	140×190	128×278	120×370
109×159	102×202	94×294	89×389	147×147	138×188	125×275	117×367
106×156	99×199	91×291	86×386	144×144	134×184	122×271	114×364
104×154	97×197	89×289	84×384	141×141	132×182	119×269	111×361
103×153	96×196	88×288	82×382	140×140	131×181	118×268	110×360
102×152	95×195	87×287	81×381	139×139	130×180	116×266	108×358

$\zeta_{д}$	Размеры отверстия, мм, при сечении воздуховодов, мм						
	250×280	300×300	300×400	300×500	400×400	400×500	500×500
0,2	227×777	281×281	279×379	277×477	375×375	373×473	469×469
0,3	217×767	273×273	270×370	267×467	364×364	361×461	456×455
0,4	210×760	268×268	264×364	261×461	358×358	353×453	447×447
0,5	206×756	265×265	260×360	256×456	353×353	348×448	442×442
0,6	200×750	260×260	254×354	250×450	346×346	341×441	433×433
0,7	196×746	256×256	250×350	246×446	342×342	335×435	427×427
0,8	194×744	255×255	248×348	244×444	340×340	333×433	424×424
0,9	189×739	251×251	244×344	239×439	335×335	328×428	418×418
1	187×737	249×249	242×342	237×437	332×332	325×425	415×415
1,1	183×733	246×246	238×338	232×432	327×327	320×420	409×409
1,2	181×731	244×244	236×336	230×430	325×325	317×417	406×406
1,3	179×729	242×242	234×334	228×428	323×323	314×414	403×403
1,4	176×726	240×240	232×332	226×426	320×320	311×411	400×400
1,6	174×724	238×238	230×330	223×423	318×318	309×409	397×397
1,8	170×720	234×234	225×325	219×419	312×312	303×403	391×391
2	165×715	230×230	221×321	214×414	307×307	297×397	384×384
2,2	163×713	229×229	219×319	211×411	305×305	294×394	381×381
2,4	158×708	225×225	214×314	207×407	299×299	288×388	374×374
2,6	156×706	223×223	212×312	204×404	297×297	285×385	371×371
2,8	154×704	221×221	209×309	202×402	294×294	282×382	367×367
3	151×701	218×218	207×307	199×399	291×291	279×379	364×364
3,2	149×699	216×216	205×305	197×397	288×288	276×376	361×361
3,4	148×698	215×215	204×304	195×395	287×287	275×375	359×359
3,6	147×697	214×214	202×302	194×394	286×286	273×374	357×357
3,8	143×693	211×211	197×299	190×390	281×281	269×369	352×352
4	142×692	210×210	198×298	189×389	280×280	267×367	350×350
4,5	137×687	206×206	193×293	184×384	274×274	261×361	343×343
5	133×683	202×202	189×289	180×380	270×270	256×356	337×337
5,5	130×680	199×199	185×285	176×376	265×265	251×351	332×332
6	127×677	197×197	183×283	173×373	262×262	248×348	328×328
6,5	125×675	194×194	180×280	170×370	259×259	244×344	324×324
7	122×672	192×192	177×277	167×367	256×256	241×341	320×320
7,5	120×670	190×190	175×275	165×365	253×253	237×337	316×316
8	116×666	186×186	171×271	160×360	248×248	232×332	310×310
8,5	114×664	185×185	169×269	159×359	247×247	230×330	308×308
9	112×662	183×183	167×267	156×356	243×243	227×327	304×304
9,5	109×659	180×180	164×264	153×353	240×240	223×323	300×300
10	108×658	179×179	162×262	152×352	238×238	221×321	298×298
11	105×655	176×176	160×260	149×349	235×235	217×317	294×294
12	101×651	172×172	155×255	144×344	230×230	212×311	287×287
13	99×649	170×170	152×252	141×341	226×226	208×308	283×283
14	97×647	168×168	151×251	139×339	225×225	206×306	281×281
15	96×646	167×167	149×249	138×338	223×223	204×304	278×278

Таблица 4.58. Значения поправочных коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$ 

Температура транспортируемого воз- духа, °С	$k_1$	$k_2$	Температура транспортируемого воз- духа, °С	$k_1$	$k_2$
-30	1,15	1,2	30	0,98	0,97
-20	1,12	1,16	40	0,95	0,94
-10	1,09	1,11	50	0,93	0,91
0	1,05	1,07	60	0,91	0,88
10	1,02	1,03	70	0,89	0,86
20	1	1			

Аэродинамический расчет сети воздуховодов производят в такой последовательности.

1. Определяют магистраль и ответвления; магистралью считается самый длинный воздуховод, протянутый от самого дальнего приточного (вытяжного) отверстия к вентилятору (вытяжной шахте).

2. Сеть разбивают на участки с постоянным расходом воздуха и постоянным диаметром воздуховода в пределах каждого участка.

3. Участки нумеруют, начиная с наиболее удаленного от вентилятора по магистрали, а затем по ответвлениям.

4. Для каждого участка определяют его длину и количество перемещаемого воздуха.

5. Принимают ориентировочное значение скорости воздуха в воздуховоде и по формуле (4.207) определяют значение удельного расхода воздуха в воздуховоде  $g_v$  при скорости 1 м/с. Скорость воздуха в воздуховодах для систем с естественным побуждением рекомендуется принимать не более 1,5 м/с, а при механическом побуждении — на магистрали до 8, на ответвлениях — до 5 м/с.

6. Исходя из конструктивных, архитектурных или других соображений принимают круглый или прямоугольный воздуховод и по табл. 4.45 или 4.46 находят размеры воздуховода, имеющего ближайшее (большее или меньшее) значение  $g_v$ .

7. Вычисляют фактическую скорость воздуха в воздуховоде по формуле (4.207).

8. По табл. 4.45 или 4.46 находят значение удельного скоростного давления  $A$ .

9. По номограмме (рис. 4.72) определяют значение  $\lambda/d$ .

10. По табл. 4.49—4.55 определяют коэффициенты местных сопротивлений и их сумму на рассчитываемом участке.

11. По формуле (4.208) определяют потери давления на участке.

Если температура транспортируемого воздуха отличается от 20° С, значения  $\lambda/d$ , определенные по п. 9, умножают на поправочный коэффициент  $k_1$ , а значения  $\Sigma \zeta$ , определенные по п. 10, — на поправочный коэффициент  $k_2$  (табл. 4.58).

12. Потери давлений на всех участках магистрали суммируют; сумма является расчетной величиной для подбора вентилятора.

13. Потери давления в ответвлении  $\Delta p_{от}$  и суммарные потери давления в магистрали от ее конца (наиболее удаленного от вентилятора участка) до точки подключения ответвления  $\Delta p_m$  должны удовлетворять соотношению

$$\Delta p_m \geq \Delta p_{от}. \quad (4.212)$$

Несоблюдение соотношения (4.212) допускается при условии

$$\frac{\Delta p_{от} - \Delta p_m}{\Delta p_m} \cdot 100 \leq 10\%. \quad (4.213)$$

14. Для уравнивания расчетных потерь давления  $\Delta p_m$  и  $\Delta p_{от}$  на ответвлении устанавливается диафрагма, сопротивление которой

$$p_d = \Delta p_m - \Delta p_{от}, \quad (4.214)$$

а коэффициент местного сопротивления диафрагмы — по формуле (4.210).

Диафрагму не устанавливают, если

$$\frac{|\Delta p_m - \Delta p_{от}|}{\Delta p_m} 100 \leq 10\%. \quad (4.215)$$

Результаты расчета заносят в таблицу «Расчет сети воздуховодов», при этом графы со значениями  $\lambda_1/d$ ,  $k_v$  и  $k_d$  не заполняют (см. табл. 4.59).

Если результаты аэродинамического расчета не требуют повышенной точности, допускается (с ошибкой до 5% суммарных потерь давления) пользоваться упрощенными табличными данными при определении значения  $\lambda/d$ . Для этого



по размерам воздуховода (табл. 4.45 или 4.46) определяют значение  $\lambda_1/d$ , а по табл. 4.47 и 4.48 — значения  $k_v$  и  $k_\Delta$ . Приближенное значение  $\lambda/d$  вычисляют по формуле (4.209).

При приближенном расчете графы со значениями  $\lambda_1/d$  и  $k_v$  подлежат заполнению (см. табл. 4.60).

**Пример.** Рассчитать сеть воздуховодов вытяжной вентиляции из листового стали при  $t = 20^\circ\text{C}$  согласно расчетной схеме (рис. 4.73). Расчет повторить по приближенной методике

В соответствии с приведенной выше методикой (пп. 1—5) определяем магистраль, нумеруем участки, проставляем длины участков и расходы воздуха.

Результаты расчета сводим в табл. 4.59.

Коэффициенты местных сопротивлений определяем с помощью табл. 4.51 и 4.55. Поправочные коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  принимаем равными:  $k_1 = k_2 = 1$  (табл. 4.58).

Участок 1: прямой канал с решеткой ( $F_{\text{отв}}/F_0 = 0,6$ )  $\zeta_0 = 1,97$ ; два отвода  $90^\circ$   $\zeta = 2 \cdot 0,35 = 0,7$ ; тройник проходной ( $L_o/L_c = 1450/2800 = 0,52$ ;  $f_n/f_c = 0,315^2/0,45^2 = 0,5$ ;  $f_o/f_c = 0,315^2/0,45^2 = 0,5$ )  $\zeta = 0,66$ .

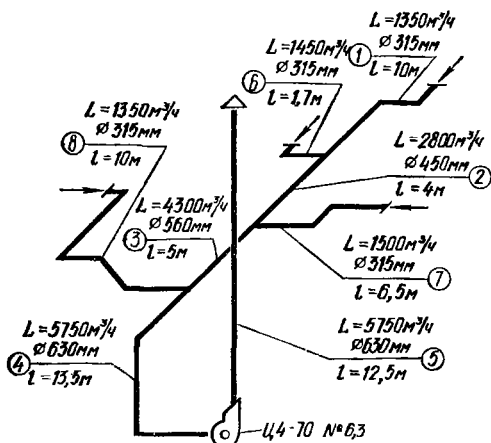


Рис. 4.73.  
Схема системы вентиляции.

$$\Sigma \zeta_1 = 0,66 + 0,7 + 2 = 3,36.$$

Участок 2: тройник проходной ( $L_o/L_c = 1500/4300 = 0,35$ ;  $f_n/f_c = 0,45^2/0,56^2 = 0,65$ ;  $f_o/f_c = 0,315^2/0,56^2 = 0,3$ )  $\zeta_n = 0,58$ .

$$\Sigma \zeta_2 = 0,58.$$

Участок 3: тройник проходной ( $L_o/L_c = 1450/5750 = 0,25$ ;  $f_n/f_c = 0,56^2/0,63^2 = 0,8$ ;  $f_o/f_c = 0,315^2/0,63^2 = 0,25$ )  $\zeta_n = 0,45$ .

$$\Sigma \zeta_3 = 0,45.$$

Участок 4: два отвода  $90^\circ$   $\zeta = 2 \cdot 0,35 = 0,7$ .

$$\Sigma \zeta_4 = 0,7.$$

Участок 5: переход с квадрата на круг за вентилятором ЦА = 70 (п. 45 табл. 4.55)  $\zeta_0 = 0,1$ ; вытяжная шахта с зонтом по серии 1.494 = 32  $\zeta = 1,3$ .

$$\Sigma \zeta_5 = 0,1 + 1,3 = 1,4.$$

Участок 6: прямой канал с решеткой ( $F_{\text{отв}}/F_0 = 0,6$ )  $\zeta = 1,97$ ; тройник на ответвлении ( $L_o/L_c = 1450/2800 = 0,52$ ;  $f_o/f_c = 0,315^2/0,45^2 = 0,5$ ;  $f_n/f_c = 0,315^2/0,45^2 = 0,5$ )  $\zeta = 0,48$ ; отвод  $90^\circ$   $\zeta = 0,35$ .

$$\Sigma \zeta_6 = 1,97 + 0,48 + 0,35 = 2,77.$$

Таблица 4.59. Расчет сети воздуховодов

Номер участка	Расход воздуха $L$ , $M^3/ч$	Диаметр воздухово- да, мм	$V_{ср}$ с $\cdot M^3/ч$	Скорость $v$ , м/с	$\frac{d}{\lambda}$ , м <sup>-1</sup>	$R_d$	$R_v$	$\frac{d}{\lambda}$ , м <sup>-1</sup>	Длина участка $L$ , м	$\lambda \frac{d}{4k_1}$	$\Sigma \xi k_1$	$\zeta$	$A \cdot 10^4$ , Па $\cdot ч^2/м^6$	$S \cdot 10^4$ , Па $\cdot ч^2/м^6$	Потери на участке Др. Па	Суммарные потери Др. Па
<b>Магистраль</b>																
1	1350	315	280,8	4,81	$\frac{d}{\lambda}$ , м <sup>-1</sup>	1		0,06195	10	0,6195	3,33	3,95	7,61	30,29	55,2	55,2
2	2800	450	572,4	4,89	$\frac{d}{\lambda}$ , м <sup>-1</sup>	1		0,0396	4	0,158	0,58	0,738	1,83	1,35	10,6	65,8
3	4300	560	885,6	4,86	$\frac{d}{\lambda}$ , м <sup>-1</sup>	1		0,0301	5	0,1506	0,45	0,6	0,765	0,454	8,4	74,2
4	5750	630	1123,2	5,12	$\frac{d}{\lambda}$ , м <sup>-1</sup>	1		0,0258	13,5	0,348	0,7	1,048	0,475	0,498	16,5	90,7
5	5750	630	1123,2	5,12	$\frac{d}{\lambda}$ , м <sup>-1</sup>	1		0,0258	12,5	0,322	1,4	1,722	0,475	0,818	27	117,7
<b>Ответвления</b>																
6	1450	315	280,8	5,16	$\frac{d}{\lambda}$ , м <sup>-1</sup>	1	1	0,0612	1,7	0,104	2,8	2,904	7,61	22,33	46,9	46,9
Невязка $\frac{55,2 - 46,9}{55,2} \cdot 100 = 15\%$																
Следует установить диафрагму с диаметром отверстия $d_0 = 277$ мм																
7	1500	315	280,8	5,34	$\frac{d}{\lambda}$ , м <sup>-1</sup>	1	1	0,0609	6,5	0,396	2,97	3,366	7,61	25,84	58,1	58,1
Невязка $\frac{65,8 - 58,1}{65,8} \cdot 100 = 11,7\%$																
Следует установить диафрагму с диаметром отверстия $d_0 = 280$ мм																
8	1450	315	280,8	5,16	$\frac{d}{\lambda}$ , м <sup>-1</sup>	1	1	0,06123	10	0,6123	3,03	3,642	7,61	27,95	58,8	58,8
Невязка $\frac{74,4 - 58,8}{74,4} \cdot 100 = 21\%$																
Следует установить диафрагму с диаметром отверстия $d_0 = 263$ мм																

Т а б л и ц а 4.60. Приближенный расчет сети воздухопроводов

Номер участка	Расход воздуха $L$ , м <sup>3</sup> /ч	Диаметр возду- ховода, мм	$V_{\text{вн}}$ , с · м <sup>2</sup> /ч	Скорость $v$ , м/с	$\frac{v^2}{\gamma}$ , м <sup>-1</sup>	$K_v$	$K_d$	$\frac{v}{\gamma}$ , м <sup>-1</sup>	Длина участка $l$ , м	$\frac{d}{K_l}$	$\Sigma K_p$	$\epsilon'$	$A \cdot 10^6$ Па × $\times \frac{v^2}{m^5}$	$S \cdot 10^6$ Па × $\times \frac{v^2}{m^5}$	Потери на участ- ке $\Delta p$ , Па	Суммарные поте- ри $\Delta p$ , Па
1	1350	315	280,8	4,81	0,08527	0,6752	1	0,05757	10	0,5757	3,33	3,906	7,61	29,95	54,6	54,6
2	2800	450	572,4	4,89	0,0546	0,6724	1	0,03671	4	0,1468	0,58	0,727	1,83	1,33	10,4	65
3	4300	560	885,6	4,86	0,04154	0,6735	1	0,02798	5	0,1399	0,45	0,59	0,765	0,454	8,4	73,4
4	5750	630	1123,2	5,12	0,03585	0,6649	1	0,02384	13,5	0,3218	0,7	1,022	0,475	0,491	16,2	89,6
5	5750	630	1123,2	5,12	0,03585	0,6649	1	0,02384	12,5	0,2980	1,4	1,698	0,475	0,807	26,7	116,3

Магистраль

Ответвления

6 | 1450 | 315 | 280,8 | 5,16 | 0,08527 | 0,6635 | 1 | 0,05658 | 1,7 | 0,09618 | 2,8 | 2,896 | 7,61 | 22,27 | 46,8 | 46,8

Невязка  $\frac{54,6 - 46,8}{54,5} = 14,3\%$

Следует установить диафрагму с диаметром отверстия  $d_0 = 278$  мм

7 | 1500 | 315 | 280,8 | 5,34 | 0,08527 | 0,6579 | 1 | 0,0561 | 6,5 | 0,3646 | 2,97 | 3,335 | 7,61 | 25,61 | 57,62 | 57,6

Невязка  $\frac{65 - 57,6}{64,9} = 11,2\%$

Следует установить диафрагму с диаметром отверстия  $d_0 = 280$  мм

8 | 1450 | 315 | 280,8 | 5,16 | 0,08527 | 0,6635 | 1 | 0,05658 | 10 | 0,5658 | 3,03 | 3,596 | 7,61 | 27,59 | 58 | 58

Невязка  $\frac{73,4 - 58}{73,3} = 20,9\%$

Следует установить диафрагму с диаметром отверстия  $d_0 = 263$  мм

Участок 7: прямой канал с решеткой ( $F_{отв}/F_0 = 0,6$ )  $\zeta = 1,97$ ; тройник на ответвлении ( $L_0/L_c = 1500/4300 = 0,35$ ;  $f_0/f_c = 0,315^2/0,56^2 = 0,3$ ;  $f_{п}/f_c = 0,45^2/0,56^2 = 0,65$ )  $\zeta_0 = 0,3$ ; два отвода  $90^\circ$   $\zeta = 2 \cdot 0,35 = 0,7$ .

$$\Sigma \zeta_7 = 1,97 + 0,3 + 0,7 = 2,97.$$

Участок 8: прямой канал с решеткой ( $F_{отв}/F_0 = 0,6$ )  $\zeta_0 = 1,97$ ; тройник на ответвлении ( $L_0/L_c = 1450/5750 = 0,25$ ;  $f_0/f_c = 0,315^2/0,63^2 = 0,25$ ;  $f_{п}/f_c = 0,56^2/0,63^2 = 0,8$ )  $\zeta_0 = -0,1$ ; два отвода  $90^\circ$   $\zeta = 2 \cdot 0,35 = 0,7$ ; два отвода  $45^\circ$   $\zeta = 2 \cdot 0,23 = 0,46$ .

$$\Sigma \zeta_8 = 1,97 + 0,7 + 0,46 = 3,03.$$

Максимальное значение потерь давления в сети составляет 117,7 Па. На неучтенные потери вводится 10%-ная надбавка. Таким образом,

$$p = 1,1 \cdot 117,7 = 129,5 \text{ Па.}$$

На участках 6, 7 и 8 следует установить дроссельные диафрагмы с определением избыточного давления, гасимого диафрагмой, по формуле (4.214), коэффициента местного сопротивления диафрагмы — по формуле (4.210) и диаметра  $d$  — по табл. 4.56.

Участок 6:  $p_d = 55,2 - 46,9 = 8,3$  Па;  $\zeta_d = 1,67 \frac{8,3}{5,16^2} = 0,52$ ;  $d_0 = 277$  мм.

Участок 7:  $p_d = 65,8 - 58,1 = 7,7$  Па;  $\zeta_d = 1,67 \frac{7,7}{5,34^2} = 0,45$ ;  $d_0 = 282$  мм.

Участок 8:  $p_d = 74,2 - 58,8 = 15,4$  Па;  $\zeta_d = 1,67 \frac{15,4}{5,16^2} = 0,97$ ;  $d_0 = 263$  мм.

В табл. 4.60 приведены результаты расчета по приближенной методике. Ошибка в определении  $p$  при использовании этой методики составляет  $\frac{117,7 - 116,3}{117,7} \cdot 100 = 1,4\%$ .

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баркалов Б. В., Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях.— М. : Стройиздат, 1971.— 270 с.
2. Белицкий Е. А. Рациональные системы водяного отопления.— Л. : Стройиздат, 1963.— 208 с.
3. Богословский В. Н. Строительная теплофизика.— М. : Высш. школа, 1970.— 376 с.
4. Временные указания по проектированию и монтажу водяных элеваторных систем отопления с двумя параметрами температур теплоносителя по кольцам системы. РСН 259-73.— Киев : Госстрой УССР, 1973.— 22 с.
5. Гримитлин М. И. Оценка эффективности систем распределения воздуха и рекомендации по их применению.— В кн.: Проектирование отопительно-вентиляционных систем и систем внутреннего водопровода и канализации.— М. : ЦИНИС Госстроя СССР, 1977, сер. 21, вып. 1, с. 10—16.
6. Гримитлин М. И., Тимофеева О. Н., Эльтерман В. М. Вентиляция и отопление цехов машиностроительных заводов.— М. : Машиностроение, 1976.— 282 с.
7. Инструкция по проектированию, монтажу и эксплуатации систем водяного отопления со ступенчатой регенерацией тепла (СРТ). РСН 308-78.— Киев : Госстрой УССР, 1979.— 60 с.
8. Инструкция по проектированию, монтажу и эксплуатации систем водяного отопления с радиаторами РСГ-2.— Киев : НИИСТ, 1978.— 24 с.
9. Карпис Е. Е. Повышение эффективности работы систем кондиционирования воздуха.— М. : Стройиздат, 1977.— 192 с.
10. Кокорин О. Я. Установки кондиционирования воздуха.— М. : Машиностроение, 1978.— 264 с.
11. Кондиционеры: Каталог-справочник.— М. : ЦНИИТЭстроймаш, 1981.— 314 с.
12. Методические указания по корректировке типовых проектов жилых домов и блок-секций, направленной на повышение тепловой эффективности зданий.— М. : ЦНИИЭПЖилища, 1980.— 20 с.
13. Наладка и регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха / Под ред. Б. А. Журавлева.— М. : Стройиздат, 1980.— 448 с.
14. Новое в инженерном оборудовании зданий и сооружений.— М. : ЦНТИ по гражд. стр-ву и архитектуре, 1981.— 24 с.
15. Отопление и вентиляция : Учебник для вузов: В 2-х ч.— М. : Стройиздат, 1975, ч. 1.— 484 с.; ч. 2.— 440 с.
16. Пекер Я. Д., Мардер Е. Я. Справочник по оборудованию для кондиционирования воздуха.— Киев : Будівельник, 1977.— 232 с.
17. Проектирование систем теплоснабжения промышленных узлов / Розкич М. Я., Козуля И. Э., Русланов Г. В. и др.— Киев : Будівельник, 1978 — 128 с.
18. Резников Г. В., Обьедков Ю. С., Грачев В. И. Проектирование и оснащение вычислительных центров на базе ЕС ЭВМ.— М. : Статистика, 1977.— 178 с.
19. Рекомендации по выбору и расчету систем воздухораспределения АЗ-669.— М. : ГПИ «Сантехпроект», 1979.— 68 с.

20. Рекомендации по гидравлическому расчету элементов одноконтурных систем водяного отопления.— М. : ГПИ «Сантехпроект», 1975.— 42 с.
21. Рекомендации по определению тепловой эффективности жилых зданий в зависимости от объемно-планировочных решений.— М. : ЦНИИЭПЖилища, 1979.— 22 с.
22. Рекомендации по проектированию железобетонных крыш с теплым чердаком для жилых зданий различной этажности.— М. : ЦНИИЭПЖилища, 1980.— 28 с.
23. Рекомендации по проектированию систем отопления с применением новых отопительных приборов.— М. : Стройиздат, 1977.— 184 с.
24. Рекомендации по улучшению воздухообмена в жилых зданиях повышенной этажности.— М. : Стройиздат, 1978.— 40 с.
25. Руководство по расчету воздуховодов из унифицированных деталей АЗ-804.— М. : ГПИ «Сантехпроект», 1979.— 204 с.
26. *Сенатов И. Г.* Санитарная техника в общественном питании.— М. : Экономика, 1973.— 214 с.
27. *Сидоров Э. А., Сурков В. И.* Тепловой режим теплых чердаков многоэтажных зданий.— М. : ЦНТИ по гражд. стр-ву и архитектуре, 1981.— 16 с.
28. *Сканави А. Н.* Конструирование и расчет систем водяного и воздушного отопления зданий.— М. : Стройиздат, 1977.— 136 с.
29. Справочник по теплоснабжению и вентиляции / *Щекин Р. В., Корневский С. М., Бем Г. Е.* и др.: В 2-х кн.— Киев : Будівельник, 1976, кн. 1.— 416 с.; кн. 2.— 352 с.
30. Справочник проектировщика: Внутренние санитарно-технические устройства: В 2-х ч.— М. : Стройиздат, 1976, ч. 1.— 430 с.; 1978, ч. 2.— 510 с.
31. Строительный каталог. Ч. 10. Разд. 1. Подразд. 10. Нагревательные приборы.— М. : ГПИ «Сантехпроект», 1976.— 184 с.
32. Строительный каталог. Ч. 10. Разд. 1. Подразд. 20. Калориферы биметаллические с накатным оребрением типа КСк.— М. : ГПИ «Сантехпроект», 1978.— 18 с.
33. Строительный каталог. Ч. 10. Разд. 1. Подразд. 20. Калориферы и отопительные агрегаты.— М. : ГПИ «Сантехпроект», 1974.— 136 с.
34. *Туркин В. П.* Отопление гражданских зданий.— Челябинск : Южно-Урал. кн. изд-во, 1975.— 320 с.
35. *Фокин К. Ф.* Строительная теплотехника ограждающих частей здания.— М. : Стройиздат, 1973.— 288 с.
36. *Шаповалов И. С., Андреевский А. К.* Расчет теплового режима в технических подпольях.— Водоснабжение и сан. техника, 1980, № 8, с. 16—18.
37. *Щекин Р. В., Березовский В. А., Потапов В. А.* Расчет систем центрального отопления.— Киев : Вища школа, 1975.— 216 с.
38. Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха : Справочное руководство: Пер. с англ.— М. : Стройиздат, 1963.— 340 с.