

ТИПОВЫЕ ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ, ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Учебное пособие

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	8
1. Отопление	10
1.1. Расчет тепловой мощности системы отопления.....	10
1.1.1. Уравнение теплового баланса здания.....	10
1.1.2. Основные потери теплоты через ограждающие конструкции зданий.....	11
1.1.3. Дополнительные потери теплоты через ограждающие конструкции зданий.....	12
1.1.4. Расчет расхода теплоты на нагрев инфильтрующегося наружного воздуха.....	14
1.1.5. Дополнительные бытовые теплопоступления в помещения.....	17
Примеры 1.1.–1.4.	17
1.2. Водяное отопление.....	27
1.2.1. Гидравлический расчет системы водяного отопления.....	27
1.2.1.1. Гидравлический расчет главного циркуляционного кольца по удельной линейной потере давления.....	27
1.2.1.2. Гидравлический расчет второстепенного циркуляционного кольца.....	31
Примеры 1.5–1.7	32
1.2.1.3. Гидравлический расчет по характеристикам сопротивления и проводимостям.....	45
Пример 1.8	48
1.2.2. Тепловой расчет отопительных приборов.....	49
Примеры 1.9–1.10	58
1.3. Воздушное отопление.....	67
Примеры 1.11–1.13	71
2. Вентиляция	75
2.1. Аэродинамический расчет систем вентиляции.....	75
2.1.1. Аэродинамический расчет систем вентиляции с естественным побуждением движения воздуха.....	79
Пример 2.1	81

2.1.2. Аэродинамический расчет систем вентиляции с принудительным побуждением движения воздуха.	87
Пример 2.2	87
2.2. Расчет воздухопроводов для равномерной раздачи воздуха.	93
Пример 2.3	95
2.3. Расчет воздухопроводов для равномерного всасывания воздуха.....	98
Пример 2.4	99
2.3.1. Подбор диаметров ответвлений при расчете воздухопроводов.....	104
Пример 2.5	105
2.4. Закономерности струйного течения.....	105
2.4.1. Примеры расчетов устройств воздухораспределения на основе теории свободной изотермической струи.....	105
Примеры 2.6–2.8	110
2.4.2. Движение неизотермической свободной струи...	114
Примеры 2.9–2.10	114
2.4.3. Стесненные струи.....	119
Пример 2.11	122
2.5. Вытяжные зонты.....	124
Пример 2.12–2.13	124
2.6. Бортовые отсосы.....	130
Пример 2.14–2.17	133
2.7. Воздушные души.....	139
2.7.1. Использование теории свободной струи для расчета воздушных душ.....	140
Пример 2.18	142
2.7.2. Метод расчета воздушных душ (горизонтальными и наклонными струями), предложенный П.В. Участкиным.....	143
Примеры 2.19–2.20	145
2.7.3. Расчет воздушных душ для уменьшения концентрации вредных выделений.....	148
Пример 2.21	149
2.8. Воздушные завесы.....	150
2.8.1. Завесы шиберующего типа.....	150
Пример 2.22	153

2.8.2. Завесы смесительного типа.....	155
Пример 2.23	156
2.9. Обработка приточного воздуха.....	157
2.9.1. Калориферы.....	157
Пример 2.24	161
2.9.2. Фильтры.....	163
Пример 2.25	164
2.10. Определение влаговыделений и тепловыделений при испарении жидкости.....	167
Примеры 2.26–2.28	170
2.11. Аэрация промышленного здания.....	177
Пример 2.29	180
3. Кондиционирование воздуха	185
3.1. Производительность систем вентиляции и кондиционирования воздуха (СКВ).....	185
3.1.1. Определение воздухообмена в помещении.....	185
3.1.2. Определение параметров наружного воздуха.....	187
3.1.3. Определение параметров внутреннего воздуха...	188
3.1.4. Определение параметров удаляемого воздуха....	189
3.1.5. Определение параметров приточного воздуха...	190
3.2. Построение процессов СКВ на <i>I-d</i> -диаграмме влажного воздуха.....	191
3.2.1. Построение луча процесса.....	191
3.2.2. Прямоточная схема СКВ для теплого периода....	191
3.2.3. Прямоточная схема СКВ для холодного периода	193
3.2.4. Схема СКВ с первой рециркуляцией для теплого периода.....	194
3.2.5. Схема СКВ с первой рециркуляцией для холодного периода.....	196
Примеры 3.1–3.8	198
3.3. Основное оборудование центральных СКВ.....	218
3.3.1. Камеры орошения.....	218
3.3.1.1. Расчет камеры орошения по методике ВНИИКондиционер.....	218
Пример 3.9	221
3.3.1.2. Расчет камеры орошения с использованием модели тепломассообмена.....	225

Пример 3.10	228
3.3.2. Расчет воздухонагревателей.....	231
Пример 3.11	233
3.3.3. Расчет воздухоохладителей.....	236
3.3.3.1. Расчет воздухоохладителей при сухом охлаждении.....	236
3.3.3.2. Расчет воздухоохладителей при охлаждении и осушении воздуха.....	238
Пример 3.12	239
Список рекомендуемой литературы	243
Приложение 1. Таблица для гидравлического расчета тру- бопроводов водяного отопления при перепадах температуры воды в системе 95–70 °С, 105–70 °С и $A_{ш}=0,2$ мм	246
Приложение 2. Коэффициент местных сопротивлений ξ для стальных трубопроводов.....	257
Приложение 3. Потери давления на местные сопротивления для расчетов трубопроводов водяного отопления.....	258
Приложение 4. Теплоотдача открыто проложенных стальных трубопроводов	259
Приложение 5. Техническая характеристика отопительных приборов.....	261
Приложение 6. Размеры каналов из кирпича.....	262
Приложение 7. Площадь живого сечения каналов из шлакогипсовых и шлакобетонных плит, m^2	262
Приложение 8. Нормируемые размеры круглых воздуховодов из листовой стали.....	262
Приложение 9. Нормируемые размеры прямоугольных воз- духоводов из листовой стали.....	263
Приложение 10. Абсолютная эквивалентная шероховатость материалов, применяемых для изготовления воздуховодов... ..	263
Приложение 11. Номограмма для определения потерь давления на трение в круглых воздуховодах естественной вентиляции.....	264
Приложение 12. Номограмма для определения потерь давления на трение в круглых воздуховодах механической вентиляции.....	265
Приложение 13. Коэффициент шероховатости поверхности канала.....	266
Приложение 14. Значения коэффициентов местных сопро- тивлений.....	267

Приложение 15. Определение относительной скорости по оси зонта.	273
Приложение 16. Определение относительной центральной скорости.....	273
Приложение 17. Высота спектра вредных выделений.....	274
Приложение 18. Удельная величина отсасываемого воздуха, поправка на глубину уровня.....	275
Приложение 19. Поправка на скорость движения воздуха в помещении.....	276
Приложение 20. Относительный расход воздуха K	278
Приложение 21. График для определения коэффициентов b и c для расчета воздушных душей.....	278
Приложение 22. Номограмма для определения типоразмера ПД.	279
Приложение 23. Расстояние по вертикали от центра проема до уровня нулевых давлений.....	280
Приложение 24. Основные расчетные показатели боковых двухсторонних воздушно-тепловых завес.....	280
Приложение 25. Определение \bar{Q} для боковой завесы.....	281
Приложение 26. Поправочный коэффициент k_2 для завес смешивающего типа.....	281
Приложение 27. Данные для подбора воздухонагревателей КСкЗ.	282
Приложение 28. Технические данные фильтров.....	283
Приложение 29. $I-d$ -диаграмма влажного воздуха.....	284
Приложение 30. Количество форсунок по рядам в камере орошения ОКФ-3.....	285
Приложение 31. Технические характеристики воздухонагревателей (без обводного канала).....	286
Приложение 32. Показатель N_t для расчета воздухоохладителей.....	287

ВВЕДЕНИЕ

Для создания и поддержания в помещениях, зданиях и сооружениях требуемых параметров воздушной среды (температуры и влажности), а также скорости движения, газового состава и чистоты воздуха применяют системы вентиляции и кондиционирования воздуха. В соответствии с определенными требованиями воздух в системах вентиляции и кондиционирования при обработке нагревают, охлаждают, осушают и увлажняют. Система отопления предназначена для создания в помещениях здания в холодный период года температурной обстановки, соответствующей комфортным параметрам для человека и отвечающей требованиям технологического процесса. Решая задачу отопления здания, необходимо рассчитать ограждения и обогревающие устройства так, чтобы они обеспечивали требуемые тепловые условия в обслуживаемой зоне помещения, прежде всего в наиболее суровый период зимы, который считается расчетным.

Потребность в систематизированно изложенном материале для подготовки инженеров-строителей по специальности «Теплогасоснабжение и вентиляция» по дисциплинам «Отопление», «Вентиляция», «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» назрела давно. Задачи, подобные приведенным в настоящем учебном пособии, представлялись ранее в соответствующих учебниках и справочниках, однако в основном в формальном, отвлеченном от нормативных требований и конкретных ситуаций, виде.

Учебное пособие состоит из трех частей, касающихся систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха с общим библиографическим списком и приложениями, включающими в себя необходимые справочные данные для расчетов. В списке рекомендуемой литературы представлены нормативные документы, справочники, на основе которых приводятся расчеты систем отопления, вентиляции и кондиционирования

воздуха, а также учебная литература по специальности «Теплогасоснабжение и вентиляция».

Каждая часть пособия содержит разделы с теоретическими положениями, изложенными в компактной форме, при этом теоретические положения по вентиляции и кондиционированию воздуха совмещены. Совмещение касается расчета производительности систем вентиляции и кондиционирования воздуха, а также теоретических основ расчета процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха с помощью $I-d$ -диаграммы в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

В третью часть авторы также включили материал, полученный в результате научно-исследовательской работы по тепломассообмену в оросительных камерах. Приводится сравнение результатов расчета оросительной камеры кондиционера воздуха (КВ) на основе физико-математической модели, разработанной на кафедре ОиВ ТГАСУ под руководством профессора М.И. Шиляева, с расчетами по методике ВНИИКондиционер. Показывается, что физико-математическая модель дает возможность оптимизировать режим работы оросительной камеры, методика ВНИИКондиционер этого сделать не позволяет.

Разделы 1 «Отопление» и 3 «Кондиционирование воздуха» написаны к.ф.-м.н., доц. Е.М. Хромовой, раздел 2 «Вентиляция» – д.т.н., проф. М.И. Шиляевым и к.т.н., доц. Ю.Н. Дорошенко. Авторы выражают благодарность всем сотрудникам каф. ОиВ ТГАСУ, принявшим участие в обсуждении и подготовке рукописи к печати.

1. ОТОПЛЕНИЕ

1.1. Расчет тепловой мощности системы отопления

1.1.1. Уравнение теплового баланса здания

Температурная обстановка в помещении зависит от тепловой мощности системы отопления, а также от расположения обогревающих устройств, теплозащитных свойств наружных ограждений, интенсивности других источников поступления и потерь теплоты. В холодное время года помещение теряет теплоту через наружные ограждения, теплота расходуется на нагрев наружного воздуха, на нагрев материалов, транспортных средств, изделий, одежды, которые холодными попадают с улицы в помещение. Системой вентиляции в помещение может подаваться воздух с более низкой температурой, технологические операции могут быть связаны с процессами, сопровождаемыми затратами теплоты. Теплота поступает в помещение от технологического оборудования, источников искусственного освещения, инсоляции, нагретых материалов, изделий, людей. В помещениях могут осуществляться технологические процессы с выделением теплоты [13, 25].

Сведением всех составляющих поступлений и расхода теплоты в тепловом балансе помещения определяется дефицит или избыток теплоты. Дефицит теплоты указывает на необходимость устройства в помещении отопления, избыток теплоты обычно ассимилируется воздухом и с ним отводится из помещения вентиляцией. Для определения тепловой мощности системы отопления составляют баланс часовых расходов теплоты для расчетного зимнего периода в виде

$$\Sigma Q_o = Q_{\text{огр}} + \Sigma Q_d + Q_{\text{и}} + Q_{\text{техн}}, \quad (1.1)$$

где $Q_{\text{огр}}$ – основные потери теплоты через ограждающие конструкции здания, Вт; ΣQ_d – суммарные добавочные потери теплоты через ограждающие конструкции здания, Вт; $Q_{\text{и}}$ – расход теплоты на нагревание воздуха, поступающего в помещение при инфильтрации и вентиляции, если эти составляющие не учтены в тепловом балансе для расчета вентиляции, Вт; $Q_{\text{техн}}$ – дебаланс между

расходом тепла на технологические нужды и минимальными технологическими и бытовыми теплопоступлениями, Вт.

Расчетная тепловая мощность системы отопления соответствует максимальному дефициту теплоты. Результаты расчета заносятся в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Ведомость расчета теплопотерь помещений

№ пом., назн., $t_{в}, ^\circ\text{C}$	Характеристика ограждения				$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$n(t_{в} - t_{н}), ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{огр}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{д}}, \text{Вт}$		$Q_{\text{огр}} + Q_{\text{д}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{и}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{в}}, \text{Вт}$	$\Sigma Q_{\text{о}}, \text{Вт}$
	наим.	ориен.	размер, м \times м	$A, \text{м}^2$				ориен.	прочие				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

1.1.2. Основные потери теплоты через ограждающие конструкции зданий

Основные потери теплоты $Q_{\text{огр}}, \text{Вт}$, через рассматриваемые ограждающие конструкции зависят от разности температуры наружного и внутреннего воздуха и рассчитываются с точностью до 10 Вт по формуле [17]

$$Q_{\text{огр}} = A \cdot k (t_{в} - t_{н}) n, \quad (1.2)$$

где n – коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху, принимаемый по [16]; $t_{в}$ – расчетная температура воздуха помещения, $^\circ\text{C}$, принимаемая по [4, 5]; $t_{н}$ – расчетная зимняя температура наружного воздуха, $^\circ\text{C}$, равная средней температуре наиболее холодной пятидневки с обеспеченностью 0,92, принимаемая по [15]; k – коэффициент теплопередачи наружного ограждения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; A – расчетная поверхность ограждающей конструкции, м^2 .

При проведении расчетов пользуются следующими условными обозначениями ограждающих конструкций: НС – наружная стена; ВС – внутренняя стена; ДО – окно с двойным остек-

лением; ТО – окно с тройным остеклением; Пт – потолок; Пл – пол; НД – наружная дверь.

Теплопотери через внутренние ограждения между смежными помещениями следует учитывать при разности температуры воздуха $t_{в}$ этих помещений более 3 °С.

Теплопотери для лестничной клетки определяются для всех этажей сразу, через все ограждающие конструкции, как для одного помещения.

Обмер площадей наружных ограждений производится с соблюдением определенных правил:

- площадь окон и дверей – по наименьшим размерам проемов в свету;

- площадь потолков и полов – по расстоянию между осями внутренних стен и расстоянию от внутренней поверхности наружных стен до осей внутренних стен;

- высота стен первого этажа – по расстоянию от уровня нижней поверхности конструкции пола первого этажа до уровня чистого пола второго этажа при наличии неотапливаемого подвала;

- высота стен промежуточного этажа – по расстоянию между уровнями чистого пола данного и вышележащего этажей;

- высота стен верхнего этажа – по расстоянию от уровня чистого пола до верха утеплителя чердачного перекрытия;

- длина наружных стен в угловых помещениях – по расстоянию от внешних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен, а в неугловых помещениях – по расстоянию между осями внутренних стен.

- длина внутренних стен – по размерам от внутренних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен или между осями внутренних стен.

1.1.3. Дополнительные потери теплоты через ограждающие конструкции зданий

Дополнительные теплопотери, определяемые ориентацией ограждений (стен, дверей и световых проемов) по сторонам света, рассчитываются как

$$Q_{д.ор} = Q_{огр} \cdot \beta_{ор}, \quad (1.3)$$

где $\beta_{ор}$ – коэффициент добавки на ориентацию (рис. 1.1); $Q_{огр}$ – основные теплопотери через данное ограждение, Вт.

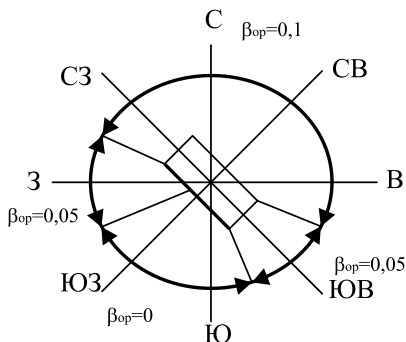


Рис. 1.1. Значения коэффициента добавок на ориентацию

Прочие дополнительные теплопотери:

а) при наличии двух и более наружных стен принимается добавка на все вертикальные ограждения, равная 0,05;

б) для угловых помещений и помещений, имеющих два и более наружных вертикальных ограждения, температуру внутреннего воздуха принимают для жилых зданий на 2 °С выше расчетной, а для зданий другого назначения повышение температуры учитывают 5%-й добавкой к основным теплопотерям вертикальных наружных ограждений;

в) дополнительные потери теплоты на нагревание холодного воздуха, поступающего при кратковременном открывании наружных входов, не оборудованных воздушно-тепловыми завесами, принимаются в зависимости от типа входных дверей и высоты здания H , м:

– для тройных дверей с двумя тамбурами между ними

$$Q_{д.нд} = Q_{огр.нд} (0,2 \cdot H); \quad (1.4)$$

– для двойных дверей с тамбурами между ними

$$Q_{д.нд} = Q_{огр.нд} (0,27 \cdot H); \quad (1.5)$$

– для двойных дверей без тамбура

$$Q_{д.нд} = Q_{огр.нд} (0,34 \cdot H); \quad (1.6)$$

– для одинарных дверей

$$Q_{д.нд} = Q_{огр.нд} (0,22 \cdot H), \quad (1.7)$$

где $Q_{огр.нд}$ – основные теплопотери через наружные двери в помещении лестничной клетки.

1.1.4. Расчет расхода теплоты на нагрев инфильтрующегося наружного воздуха

При естественной вытяжной вентиляции в помещениях жилых и общественных зданий приточный нормируемый расход воздуха может складываться из поступлений в помещения либо в виде суммарного расхода, равного расходам приточного, нагретого в приточных установках, и инфильтрационного воздуха (без предварительного нагревания). В этом случае инфильтрационный поток воздуха является организованным, задаваемым в исходных условиях параметром L_n , величина которого формируется в результате дебаланса между задаваемыми вентиляционными вытяжным и приточным воздухообменами. Расход теплоты $Q_{и}$, Вт, на нагревание этого организованного инфильтрационного потока определяется по формуле [21]

$$Q_{и} = 0,28 \cdot L_n \cdot \rho_v \cdot c (t_v - t_n), \quad (1.8)$$

где L_n – расход приточного, предварительно не подогреваемого инфильтрующегося воздуха, м³/ч; ρ_v – плотность воздуха в помещении, кг/м³, $\rho_v = \frac{353}{273 + t_v}$; c – удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг·°С).

Для жилых зданий приточный воздухообмен нормируется удельным расходом 3 м³/ч на 1 м² площади жилых помещений и кухни ($L_n = 3 \cdot A_{\text{пола}}$), что соответствует примерно однократному воздухообмену.

При неорганизованной инфильтрации через существующие неплотности и щели в стенах, воротах, окнах, фонарях зданий различного назначения расход теплоты $Q_{и}$, Вт, определяется по формуле

$$Q_{и} = 0,28 \cdot \Sigma G_n \cdot c (t_v - t_n) k_t, \quad (1.9)$$

где G_n – расход инфильтрующегося воздуха, кг/ч, через ограждающие конструкции помещения; k_t – коэффициент учета влияния встречного теплового потока в конструкциях, равный 0,7 для стыков панелей стен и окон с тройными переплетами, 0,8 – для окон и балконных дверей с отдельными переплетами и 1 – для одинарных окон, окон и балконных дверей со спаренными переплетами и открытых проемов; t_b , t_n – расчетные температуры воздуха, °С.

При естественной вытяжной вентиляции в помещениях общественных зданий расчет выполняется по выражениям (1.8) и (1.9), при этом принимается за расчетное значение большая из величин.

Расход инфильтрующегося воздуха $\sum G_n$ через отдельные ограждающие конструкции определяется по [17], где учитывается воздухопроницаемость стен, стыков стеновых панелей, неплотностей окон, дверей, ворот и фонарей. Ввиду незначительности инфильтрационных потоков через стены и стыки стеновых панелей современных зданий (кроме деревянных щитовых, рубленых и т. п.) выражение для определения расхода инфильтрующегося воздуха в помещении $\sum G_n$, кг/ч, можно ограничить только двумя его членами

$$\sum G_n = \sum A_2 \cdot G_n^* (\Delta P_i / \Delta P_1)^{0,67} + 3456 \cdot \sum A_3 \cdot \Delta p_1^{0,67}, \quad (1.10)$$

где G_n^* – нормативная воздухопроницаемость наружных ограждающих конструкций, кг/(м²·ч), принимаемая по [16]; A_2 – площадь, м², световых проемов (окон, балконных дверей, фонарей); A_3 – площадь, м², щелей, неплотностей и проемов в наружных ограждающих конструкциях; ΔP_i , ΔP_1 – расчетные разности давлений на наружной и внутренней поверхностях ограждающих конструкций соответственно на расчетном этаже при $\Delta P_1 = 10$ Па.

Расчетная разность ΔP_i , Па, давлений воздуха на наружную и внутреннюю поверхность ограждений определяется по формуле

$$\Delta P_i = (H - h) (\rho_n - \rho_b) g + 0,5 \cdot \rho_n \cdot v^2 (c_n - c_b) k_v - P_{int}, \quad (1.11)$$

где H – высота здания, м, от уровня средней планировочной отметки земли до верха карниза, центра вытяжных отверстий фо-

наря или устья шахты; h – расчетная высота, м, от уровня земли до верха окон, балконных дверей, наружных дверей, ворот, проемов или до оси горизонтальных и середины вертикальных стыков стеновых панелей; ρ_n – плотность наружного воздуха, кг/м^3 , определяемая по формуле

$$\rho_n = \frac{353}{273 + t_n}; \quad (1.12)$$

g – ускорение силы тяжести, м/с^2 ; v – скорость ветра, м/с , принимаемая по [15] по параметрам Б (если скорость ветра при параметрах Б меньше, чем при параметрах А, то следует принимать по параметрам А); c_n , c_n – аэродинамические коэффициенты для наветренной и подветренной поверхностей ограждений здания, соответственно принимаемые по [14]: $c_n = 0,8$, $c_n = -0,6$; k_v – коэффициент учета изменения скоростного давления ветра в зависимости от высоты здания, принимаемый по табл. 1.2; P_{int} – давление воздуха в помещении, Па.

Таблица 1.2

Коэффициент учета изменения скоростного давления ветра

Высота над поверхностью земли H , м	10	20	30	40
k_v	0,4	0,55	0,7	0,8

Для помещений жилых и общественных зданий, оборудованных только естественной вытяжной вентиляцией, давление P_{int} можно принять равным потере давления в вытяжной системе

$$P_{int} = h_i \cdot g (\rho_{+5^\circ\text{C}} - \rho_n), \quad (1.13)$$

где h_i – расстояние по вертикали от центра вытяжной решетки до верхней кромки вытяжного канала или шахты, м; $\rho_{+5^\circ\text{C}}$ – плотность наружного воздуха при $t_n = +5^\circ\text{C}$, кг/м^3 .

При наличии в помещении дебаланса механического воздухообмена значение P_{int} определяется из уравнения воздушного баланса помещения.

1.1.5. Дополнительные бытовые теплопоступления в помещения

При расчете тепловой мощности системы отопления необходимо учитывать регулярные бытовые теплопоступления в помещение от электрических приборов, коммуникаций, тела человека и других источников. При этом значения бытовых тепловыделений, поступающих в комнаты и кухни жилых домов, следует принимать в количестве не менее 10 Вт на 1 м² площади пола и определять по уравнению, Вт,

$$Q_6 = 10 \cdot A_{\text{пол}}, \quad (1.14)$$

где $A_{\text{пол}}$ – площадь пола отапливаемого помещения, м².

Пример 1.1. Расчет тепловой мощности трехэтажного жилого здания

Исходные данные

1. План и разрез жилого здания представлены на рис. 1.2.
2. Расчетная температура наружного воздуха для г. Томска – $t_n = -40^\circ\text{C}$ [15]. Расчетные температуры внутреннего воздуха: жилая комната – 21°C , кухня – 19°C , лестничная клетка – 16°C [5].
3. Характеристика наружных ограждений здания:
 - а) толщина наружной стены $\delta_{\text{нс}} = 400$ мм с коэффициентом теплопередачи $k_{\text{нс}} = 0,236$ Вт/(м²·°C);
 - б) толщина перекрытия над неотапливаемым подвалом $\delta_{\text{пл}} = 350$ мм с коэффициентом теплопередачи $k_{\text{пл}} = 0,2$ Вт/(м²·°C);
 - в) толщина чердачного перекрытия $\delta_{\text{пт}} = 450$ мм с коэффициентом теплопередачи $k_{\text{пт}} = 0,193$ Вт/(м²·°C);
 - г) окна двойные в деревянных переплетах с коэффициентом теплопередачи $k_{\text{до}} = 1,818$ Вт/(м²·°C);
 - д) наружные двери двойные с тамбуром с коэффициентом теплопередачи $k_{\text{нд}} = 0,394$ Вт/(м²·°C);
 - е) коэффициент теплопередачи внутренней стены здания $k_{\text{вс}} = 1,63$ Вт/(м²·°C).

4. Коэффициент n при наличии чердака и подвального помещения принимается равным: для наружных стен, окон и дверей $n = 1$, для пола первого этажа и потолка третьего этажа $n = 0,9$ [16].

5. Высота помещения $h = 3,0$ м.

Порядок расчета

1. Определяем расчетную высоту этажей и высоту здания; толщина межэтажного перекрытия принимается равной $\delta_{птз} = 300$ мм:

$$h_1 = h + \delta_{пл} + \delta_{птз} = 3,0 + 0,35 + 0,3 = 3,65 \text{ м};$$

$$h_2 = h + \delta_{птз} = 3,0 + 0,3 = 3,3 \text{ м};$$

$$h_3 = h + \delta_{пт} = 3,0 + 0,45 = 3,45 \text{ м};$$

$$H_{зд} = h_1 + h_2 + h_3 + 0,7 = 11,1 \text{ м}.$$

2. Определяем расчетный коэффициент теплопередачи для окна по выражению

$$k_{ок} = k_{до,то} - k_{нс} = 1,818 - 0,236 = 1,582 \text{ Вт/м}^2\text{°C},$$

где $k_{до,то}$ – коэффициент теплопередачи окна, полученный по результату теплотехнического расчета, $\text{Вт/м}^2\text{°C}$.

3. Определяем основные и дополнительные потери теплоты через ограждающие конструкции здания согласно подразд. 1.1.2, 1.1.3 и результаты расчетов заносим в табл. 1.3 (графы 1–11).

4. Производим расчет расхода теплоты на нагрев инфильтрующегося наружного воздуха согласно подразд. 1.1.3. Расчет выполняем по выражениям (1.8) и (1.9), при этом принимаем за расчетное значение большую из величин. Результаты расчетов заносим в графу 12 табл. 1.3.

5. Рассчитываем дополнительные бытовые поступления теплоты в помещения по уравнению (1.14) подразд. 1.1.4, которые заносим в графу 13 табл. 1.3.

6. Составляем тепловой баланс каждого помещения здания согласно выражению (1.1) подразд. 1.1.1. Результаты расчетов заносим в графу 14 табл. 1.3. Определяем тепловую мощность системы отопления здания суммированием значений графы 14 табл. 1.3.

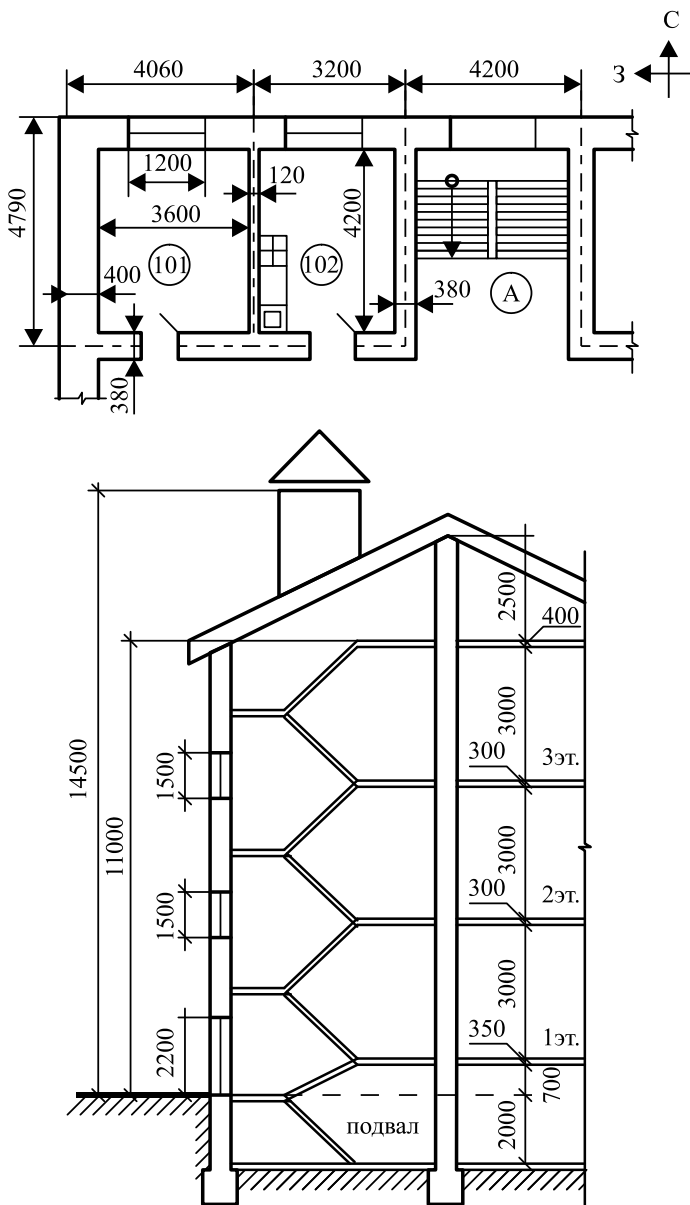


Рис. 1.2. План 1-го этажа и разрез здания

Таблица 1.3

Ведомость расчета теплопотерь помещений

№ пом., назнач., <i>t</i> _в , °С	Характеристика ограждения				<i>k</i> Вт/(м ² ·°С)	<i>n(t</i> _в − <i>t</i> _н), °С	<i>Q</i> _{отр} , Вт	<i>Q</i> _{до}		<i>Q</i> _{отр} + <i>Q</i> _{до} , Вт	<i>Q</i> _{ис} Вт	<i>Q</i> ₆ , Вт	Σ <i>Q</i> ₆ , Вт
	наим.	ориен.	размер, м×м	<i>A</i> ₂ , м ²				ориен.	проч.				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
101 Жилая комната, 23 °С	НС	С	4,06×3,65	14,82	0,236	63	220	22,0	11,0	253			
	НС	3	4,79×3,65	17,5	0,236	63	260	13,0	13,0	286			
	ДО	С	1,2×1,5	1,8	1,582	63	179	17,9	9,0	206			
	Пл	–	3,66×4,39	16,1	0,2	56,7	183	–	–	183	1022	161	1875
	ВС	–	4,39×3,0	13,2	1,63	23–19	86	–	–	86			
										1014			
102 Кухня, 19°С	НС	С	3,2×3,65	11,7	0,236	59	163	16,3	–	179			
	ДО	С	1,2×1,5	1,8	1,582	59	168	16,8	–	185			
	Пл	–	3,2×4,39	14,1	0,2	53,1	150	–	–	150	849	141	1136
	ВС	–	4,39×3,0	13,2	1,63	19–23	–86	–	–	–86			
										428			
А ЛК, 16°С	НС	С	4,2×11,1	46,6	0,236	56	616	61,6	–	678			
	НД	С	1,6×2,2	3,5	0,394	56	77	7,7	230	315			
	ДО	С	1,2×1,5×2	3,6	1,582	56	319	31,9	–	351	1038	–	2746
	Пл	–	4,2×4,39	18,4	0,2	50,4	185	–	–	185			
	Пр	–	4,2×4,39	18,4	0,193	50,4	179	–	–	179			
										1708			

Окончание табл. 1.3

№ пом., назнач., $t_{в}, ^\circ\text{C}$	Характеристика ограждения				$k, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{ }^\circ\text{C})$	$n(t_{в}-t_{н}), ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{отр}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{д}}, \text{Вт}$		$Q_{\text{отр}}+Q_{\text{д}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{вб}}, \text{Вт}$	$Q_6, \text{Вт}$	$\Sigma Q_6, \text{Вт}$
	наим.	ори- ент.	размер, $\text{м}\times\text{м}$	$A, \text{м}^2$				ориент.	проч.				
1		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
201 Ж. к., 23 °С	НС	С	4,06×3,3	13,4	0,236	63	199	19,9	10,0	229			
	НС	3	4,79×3,3	15,8	0,236	63	235	11,7	11,7	258			
	ДО	С	1,2×1,5	1,8	1,582	63	179	9,0	9,0	206	1022	161	1640
	ВС	–	4,39×3,0	13,2	1,63	23–19	86	–	–	86			
										779			
202 Кухня, 19 °С	НС	С	3,2×3,3	10,6	0,236	59	148	14,8	–	163			
	ДО	С	1,2×1,5	1,8	1,582	59	168	16,8	–	185	849	141	970
	ВС	–	4,39×3	13,2	1,63	19–23	–86	–	–	–86			
										262			
301 Ж. к., 23 °С	НС	С	4,06×3,45	14	0,236	63	208	20,8	10,4	239			
	НС	3	4,79×3,45	16,5	0,236	63	245	12,3	12,3	270			
	ДО	С	1,2×1,5	1,8	1,582	63	179	17,9	9,0	206	1022	161	1838
	Пт	–	3,66×4,39	16,1	0,193	56,7	176	–	–	176			
	ВС	–	4,39×3,0	13,2	1,63	23–19	86	–	–	86			
										977			
302 Кухня, 19 °С	НС	С	3,2×3,45	11,04	0,236	59	154	15,4	–	169			
	ДО	С	1,2×1,5	1,8	1,582	59	168	16,8	–	185			
	Пт	–	3,2×4,39	14,1	0,193	53,1	145	–	–	145	849	141	1120
	ВС	–	4,39×3	13,2	1,63	19–23	–86	–	–	–86			
										412			
Итого													11325

**Пример 1.2. Расчет расхода теплоты на нагрев
инфильтрующегося наружного воздуха
через окно помещения**

Исходные данные

1. Помещение кухни № 102 на рис. 1.2 оборудовано естественной вытяжной вентиляцией с нормальным воздухообменом $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2 пола помещения.

2. Высота здания от уровня земли до верха вытяжной шахты естественной вентиляции $H = 14,55 \text{ м}$. Расчетная высота от уровня земли до верха окна $h = 3,45 \text{ м}$, при расстоянии от пола до подоконника $0,9 \text{ м}$ (см. рис. 1.2). Расстояние от центра вытяжной решетки до верха вытяжной шахты $h_t = 10,85 \text{ м}$.

3. Площадь пола комнаты 102 по рис. 1.2 $A_{\text{пола}} = 14,1 \text{ м}^2$; размеры окна $1,2 \times 1,5 \text{ м}$.

4. Плотность наружного воздуха при $t_n = -40 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_n = 1,515 \text{ кг/м}^3$; плотность внутреннего воздуха при $t_v = +19 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_v = 1,209 \text{ кг/м}^3$; плотность наружного воздуха при $t_n = +5 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_{+5^\circ\text{C}} = 1,27 \text{ кг/м}^3$.

5. Скорость ветра, принимаемая по [15], для г. Томска $v = 4,7 \text{ м/с}$. Нормативная воздухопроницаемость оконного проема, принимаемая по [16], $G_n^* = 5 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{ч)}$.

6. Аэродинамические коэффициенты для наветренной и подветренной поверхностей ограждений здания, принимаемые по [14], $c_n = 0,8$, $c_p = -0,6$.

Порядок расчета

1. Расчет производим согласно методике, представленной в подразд. 1.1.4. Вычисляем давление воздуха в жилом помещении по формуле (1.13)

$$P_{int} = 10,85 \cdot 9,81 (1,27 - 1,209) = 6,5 \text{ Па}.$$

2. Определяем разность давлений воздуха на наружную и внутреннюю поверхность ограждения (окна первого этажа) по формуле (1.11)

$$\Delta P = (14,55 - 3,45) (1,515 - 1,209) 9,81 + \\ + 0,5 \cdot 1,515 \cdot 4,7^2 (0,8 + 0,6) 0,475 - 6,5 = 37,95 \text{ Па},$$

где коэффициент учета изменения скоростного давления ветра при высоте здания $H = 14,55$ м по табл. 1.2 принимается равным $k_v = 0,475$.

3. Вычисляем расход инфильтрующегося воздуха через окно первого этажа по формуле (1.10)

$$\Sigma G_{\text{и}} = (1,2 \cdot 1,5) 5 (37,95/10)^{0,67} = 22,0 \text{ кг/ч}.$$

4. Рассчитываем по формуле (1.9) расход теплоты для нагревания инфильтрующегося воздуха через окно первого этажа вследствие действия теплового и ветрового давления:

$$Q_{\text{и}} = 0,28 \cdot 22,0 \cdot 1,005 (19 + 40) 0,8 = 292 \text{ Вт},$$

где коэффициент учета влияния встречного теплового потока для окон с раздельными переплетами принимается равным $k_{\text{т}} = 0,8$.

5. Вычисляем по формуле (1.8) расход теплоты для нагревания инфильтрующегося воздуха при естественной вентиляции, не компенсируемый притоком подогретого воздуха:

$$Q_{\text{и}} = 0,28 (3 \cdot 14,1) 1,209 \cdot 1,005 (19 + 40) = 849 \text{ Вт}.$$

За расчетную величину следует принять большее из полученных значений $Q_{\text{и}} = 849$ Вт и записать в графу 12 табл. 1.3.

Пример 1.3. Определение температуры внутреннего воздуха помещения на основе составления теплового баланса

Исходные данные

1. На рис. 1.3 приведены план и разрез неотапливаемого подвала, над которым находятся отапливаемые жилые помещения с температурой внутреннего воздуха $t_{\text{в}} = +20$ °С. Стены подвала выше уровня тротуара выложены из красного кирпича на тяжелом растворе, ниже – из бетонных блоков толщиной 90 см; пол подвала бетонный; бетон приготовлен с каменным щебнем. Окна подвала двойные, размером 1,0×0,6 м.

2. Коэффициент теплопередачи окна $k_{\text{до}} = 1,84$ Вт/м²°С. Коэффициент теплопередачи наружной кирпичной стены подвала $k_{\text{нс}} = 0,43$ Вт/м²°С. Коэффициент теплопередачи перекрытия над подвалом $k_{\text{пл}} = 0,575$ Вт/м²°С.

3. Коэффициенты теплопередачи для неутепленного пола принимают равными для I зоны 0,465, для II зоны 0,233, для III зоны 0,116 и для IV зоны 0,07 Вт/м²°С.

4. Определить минимальную температуру воздуха в подвале, если $t_n = -32$ °С.

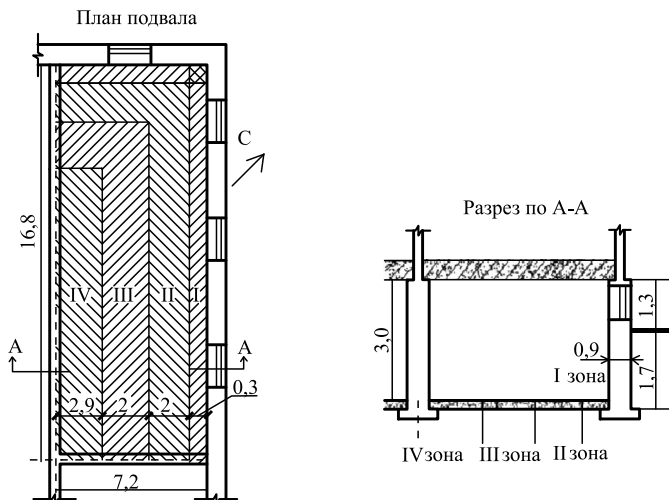


Рис. 1.3. План и разрез помещения

Порядок расчета

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

2. Теплопоступления через перекрытие в подвал можно определить согласно выражению (1.2)

$$\begin{aligned} Q_{\text{пост}} &= k_{\text{пл}} \cdot A_{\text{пл}} \cdot (t_{\text{в}} - t_x) = \\ &= 0,574 \cdot 7,2 \cdot 16,8 (20 - t_x) = 69,43 (20 - t_x) \text{ Вт.} \end{aligned}$$

3. Определяем теплопотери через надземную часть подвала.

Угловые наружные стены ориентированы: одна на северо-запад, вторая – на северо-восток. А так как добавки на эти стороны света к основным теплопотерям помещения одинаковы

(см. подразд. 1.1.3), то нет необходимости подсчитывать теплопотери порознь для каждой наружной стены.

Общая длина обеих стен составит:

$$l = (16,8 + 0,9) + (7,2 + 0,9) = 25,8 \text{ м.}$$

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

Теплопотери через наружные стены и окна по формуле (1.2) составляют:

$$\begin{aligned} Q_{\text{пот.над}} &= [k_{\text{нс}} \cdot A_{\text{нс}} + k_{\text{до}} \cdot A_{\text{до}}](t_x - t_n)\beta = \\ &= [0,43 \cdot 25,8 \cdot 1,3 + (1,84 - 0,43)1,0 \cdot 0,6 \cdot 4](t_x + 32)1,2 = \\ &= 21,37(t_x + 32) \text{ Вт.} \end{aligned}$$

4. Определяем теплопотери через подземную часть подвала.

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

Коэффициент теплопроводности бетона с каменным щебнем равен $\lambda=1,86 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)} > 1$, поэтому стеновые блоки и пол рассматриваем как неутепленные конструкции, коэффициенты теплопередачи которых определяем по [18].

Площадь I зоны

$$A_I = (16,8 \cdot 1,7 + 7,2 \cdot 1,7) + (16,8 \cdot 0,3 + 7,2 \cdot 0,3) = 48,0 \text{ м}^2.$$

Площадь II зоны

$$A_{II} = (16,8 - 2,3)2 + (7,2 - 0,3)2 = 42,8 \text{ м}^2.$$

Площадь III зоны

$$A_{III} = (16,8 - 4,3)2 + (7,2 - 2,3)2 = 34,8 \text{ м}^2.$$

Площадь IV зоны

$$A_{IV} = (16,8 - 4,3) + (7,2 - 4,3) = 15,4 \text{ м}^2.$$

Теплопотери через подземную часть стены и пол подвала по формуле (1.2) составляют:

$$\begin{aligned} Q_{\text{пот.под}} &= [k_I \cdot A_I + k_{II} \cdot A_{II} + k_{III} \cdot A_{III} + k_{IV} \cdot A_{IV}](t_x - t_n) = \\ &= [0,465 \cdot 48,0 + 0,233 \cdot 42,8 + 0,116 \cdot 34,8 + 0,07 \cdot 15,4](t_x + 32) = \\ &= 37,41(t_x + 32) \text{ Вт.} \end{aligned}$$

5. Составляем уравнение баланса тепла для ограждающих конструкций подвала

$$Q_{\text{пост}} = Q_{\text{пот.над}} + Q_{\text{пот.под}},$$

$$69,43(20 - t_x) = 21,37(t_x + 32) + 37,41(t_x + 32).$$

После преобразования получаем отрицательное значение температуры воздуха в подвале $t_x = -3,84^\circ\text{C}$.

Пример 1.4. Расчет основных теплопотерь через утепленные полы, расположенные на грунте на лагах

Исходные данные

Определить теплопотери через полы жилой комнаты № 101 (рис. 1.4).

Порядок расчета

Расчет теплопотерь через полы для каждого помещения здания производим в следующем порядке. Результаты записываем по форме табл. 1.1, графы 2–7.

1. Вычерчиваем план первого этажа здания в масштабе 1:100 с указанием всех размеров (рис. 1.4) и наносим расположение всех четырех зон.

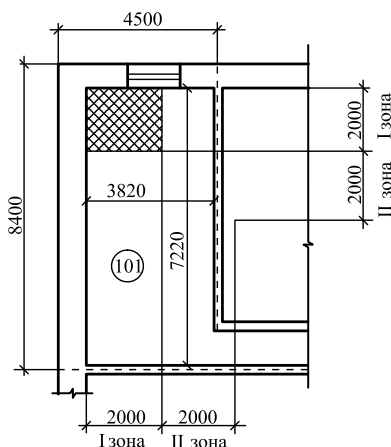


Рис. 1.4. Фрагмент плана к примеру 1.4

2. В графе 2 указываем условное обозначение отдельных зон полов ПлI, ПлII и т. д. Например, в жилой комнате № 101 размещаются только первая и часть второй зоны.

3. В графе 4 записываем размеры каждой зоны, расположенной в данном помещении. Например, размеры первой зоны составляют $2,0 \times 7,72$ и $2,0 \times 3,82$, а второй зоны – $1,82 \times 5,72$. Расчеты производятся с точностью до 0,1 м.

4. В графе 5 указываем площади каждой зоны с точностью до $0,1 \text{ м}^2$.

5. В графе 6 записываем значения коэффициента теплопередачи для каждой зоны. Например, $k_I = 0,33 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$; $k_{II} = 0,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$.

6. В графе 7 коэффициент n принимается равным 1, т. к. ограждение имеет непосредственный контакт с окружающей средой.

1.2. Водяное отопление

1.2.1. Гидравлический расчет системы водяного отопления

На основе гидравлического расчета осуществляется выбор диаметра труб d , мм, обеспечивающий при располагаемом перепаде давления в системе отопления ΔP_p , Па, пропуск заданных расходов теплоносителя G , кг/ч. Перед гидравлическим расчетом должна быть выполнена пространственная схема системы отопления в аксонометрической проекции.

1.2.1.1. Гидравлический расчет главного циркуляционного кольца по удельной линейной потере давления

Способ заключается в подборе диаметров труб при равных перепадах температуры воды во всех стояках и ветвях [3, 7, 8]. Рассмотрим последовательность гидравлического расчета.

1. На основании расчета теплотерь на аксонометрической схеме наносят тепловые нагрузки отопительных приборов и стояков.

Далее выбирают главное циркуляционное кольцо.

Главным считают циркуляционное кольцо, в котором расчетное циркуляционное давление, приходящееся на единицу длины кольца, имеет наименьшее значение.

В *вертикальной однотрубной* системе – это кольцо через наиболее нагруженный стояк из удаленных от теплового пункта стояков при тупиковом движении воды или также через наиболее нагруженный стояк, но из средних стояков при попутном движении воды в магистральных.

В *вертикальной двухтрубной* системе – это кольцо через нижний отопительный прибор наиболее нагруженного из удаленных от теплового пункта стояков при тупиковом движении воды или наиболее нагруженного из средних стояков при попутном движении воды в магистральных.

В *горизонтальной однотрубной* системе многоэтажного здания основное циркуляционное кольцо выбирают по меньшему значению расчетного циркуляционного давления, приходящегося на единицу длины кольца в кольцах через ветви на верхнем и нижнем этажах. Так же поступают при расчете системы с естественной циркуляцией воды, сравнивая значения расчетного циркуляционного давления в циркуляционных кольцах через отопительные приборы, находящиеся на различных расстояниях от теплового пункта.

2. Выбранное циркуляционное кольцо разбивают на участки по ходу движения теплоносителя, начиная от теплового пункта. За расчетный участок принимают отрезок трубопровода с постоянным расходом теплоносителя. Для каждого расчетного участка надо указать порядковый номер, длину l , тепловую нагрузку $Q_{уч}$ и диаметр d .

При гидравлическом расчете стояков вертикальной однотрубной системы каждый проточный и проточно-регулируемые стояки, состоящие из унифицированных узлов, рассматриваются как один общий расчетный участок. При наличии стояков с замыкающими участками приходится производить разделение на

участки с учетом распределения потоков воды в трубах каждого приборного узла.

Результаты гидравлического расчета заносятся в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Ведомость гидравлического расчета

Номер участка	Тепловая нагрузка на участке $Q_{\text{уч}}$, Вт	Расход воды на участке $G_{\text{уч}}$, кг/ч	Длина участка l , м	Диаметр участка d , мм	Удельное сопротивление на трение R , Па/м	Скорость теплоносителя v , м/с	Сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке $\Sigma \xi$	Потеря давления на трение на участке Rl , Па	Потери давления на местные сопротивления Z , Па	Суммарные потери давления $(Rl+Z)$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

Расход теплоносителя на участке, кг/ч, определяется по формуле

$$G_{\text{уч}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{уч}} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2}{(t_{\text{г}} - t_{\text{о}})c}, \quad (1.15)$$

где β_1 и β_2 – поправочные коэффициенты, учитывающие дополнительную теплоотдачу в помещение, принимаемые по табл. 1.5–1.7; $Q_{\text{уч}}$ – тепловая нагрузка участка, Вт; c – удельная массовая теплоемкость воды, равная 4,187 кДж/(кг·°С); $t_{\text{г}}$ и $t_{\text{о}}$ – соответственно температура воды в подающей и обратной магистрали, °С.

Задав диаметр d по табл. 1.8 и определив количество воды на участке $G_{\text{уч}}$, по прил. 1 определяем скорость движения воды v и фактическое значение удельного сопротивления R .

Сумму коэффициентов местных сопротивлений (КМС) на участке $\Sigma \xi$ определяем по прил. 2. Предварительно необходимо провести подробный расчет принятых значений местных сопротивлений по участкам.

Таблица 1.5

Номенклатурный ряд отопительных приборов

Обозначение прибора	Шаг номенклатурного ряда отопительных приборов
Радиаторы чугунные секционные:	
МС-140-108	185
МС-140-98	174
М-140 АО	178
М-140А	164
М-90	140
МС-90-108	150
Радиаторы стальные панельные типа РСВ:	
однорядные	174
двухрядные	301
Конвектор настенный с кожухом «Универсал»	131
Конвектор настенный с кожухом «Универсал-С»	122
Конвектор настенный с кожухом «Комфорт-20»	165

Таблица 1.6

Значение коэффициента β_1

Шаг номенклатурного ряда отопительных приборов, Вт	β_1
120	1,02
150	1,03
180	1,04
210	1,06

Примечание. Для отопительных приборов помещений с номинальным тепловым потоком более 2300 Вт следует принимать коэффициент $\beta'_1=0,5 (1+\beta_1)$ вместо β_1 .

Таблица 1.7

Значение коэффициента β_2

Отопительный прибор	β_2
Радиатор:	
чугунный секционный	1,02
стальной панельный	1,04
Конвектор:	
с кожухом	1,02
без кожуха	1,03

Таблица 1.8

Рекомендуемые диаметры трубопроводов

Трубопроводы	Диаметры, мм
Магистральи	25; 32; 40; 50; 65; 80
Стояки	20; 25
Подводки к трубопроводам	15

При расчете отдельных участков теплопровода необходимо иметь в виду следующее: местное сопротивление тройников и крестовин относят лишь к расчетным участкам с наименьшим расходом воды; местные сопротивления отопительных приборов, котлов и подогревателей учитывают поровну в каждом примыкающем к ним теплопроводе.

Для стальных трубопроводов потери давления на местные сопротивления Z , Па, могут быть определены по прил. 3, если известны значения $\Sigma \xi$ и скорости движения воды на участке v . Если материал трубопроводов системы отопления другой, то необходимо воспользоваться данными [19, 20].

1.2.1.2. Гидравлический расчет второстепенного циркуляционного кольца

После гидравлического расчета главного кольца должна быть выполнена увязка расходуемых давлений в малом циркуляционном кольце через ближайший стояк главного циркуляционного кольца. При этом должно выполняться следующее условие:

$$\frac{\Sigma(Rl + Z)_{\text{г.л.к}} - \Sigma(Rl + Z)_{\text{м.к}}}{\Sigma(Rl + Z)_{\text{г.л.к}}} 100 \leq A, \quad \%. \quad (1.16)$$

Потери давления в увязываемых между собой циркуляционных кольцах (без общих участков) могут отличаться не более чем на 15 % при тупиковой схеме и на 5 % при попутной схеме движения теплоносителя в системе отопления.

При невозможности увязки потерь давления предусматривается установка диафрагмы (дрессельной шайбы) диаметром, мм:

$$d_{\text{ш}} = 10^4 \sqrt{G_{\text{уч}}^2 / \Delta P_{\text{ш}}}, \quad (1.17)$$

где $\Delta P_{\text{ш}}$ – разница давлений между кольцами, м вод. ст.; $G_{\text{уч}}$ – расход теплоносителя на участке, т/ч.

Пример 1.5. Гидравлический расчет главного циркуляционного кольца однотрубной системы отопления с верхней разводкой и тупиковым движением теплоносителя

Исходные данные

1. Здание трехэтажное, присоединение системы отопления через смесительный насос, теплопроводы изготовлены из стальных водогазопроводных труб.

2. Параметры теплоносителя в системе водяного отопления $t_{\text{г}} = 95^\circ\text{C}$, $t_0 = 70^\circ\text{C}$.

3. Радиаторы типа М90, присоединенные прямой подводкой со смещенными замыкающими участками и кранами КРТ, установлены у остекления световых проемов.

4. Тепловые нагрузки стояков даны на рис. 1.5.

Порядок расчета

1. Основное циркуляционное кольцо выбираем через самый удаленный стояк 1 (рис. 1.5).

2. Разделяем кольцо на участки.

3. Определяем тепловые нагрузки на участках и заносим результаты в табл. 1.9, графа 2:

1-й участок $Q_1 = Q_{\text{зд}} = 31290 \text{ Вт};$

2-й участок $Q_2 = Q_1 - (Q_{\text{ст6}} + Q_{\text{ст7}} + Q_{\text{ст8}} + Q_{\text{ст9}}) = 31290 - (3958 + 3678 + 3678 + 3944) = 16032 \text{ Вт};$

3-й участок $Q_3 = Q_2 - (Q_{\text{ст4}} + Q_{\text{ст5}}) = 16032 - (2878 + 3740) = 9414 \text{ Вт};$

4-й участок $Q_4 = Q_3 - Q_{\text{ст3}} = 9414 - 2741 = 6673 \text{ Вт};$

5-й участок $Q_5 = Q_4 - Q_{\text{ст2}} = 6673 - 2893 = 3780 \text{ Вт} = Q_{\text{ст1}};$

$$\begin{aligned} \text{6-й, 9-й, 12-й участки} \quad Q_6 &= 1/2 \cdot Q_{\text{ср1}} \cdot \alpha = 1/2 \cdot 3780 \cdot 0,5 = \\ &= 945 \text{ Вт} = Q_9 = Q_{12}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{7-й, 10-й, 13-й участки} \quad Q_7 &= 1/2 \cdot Q_{\text{ср1}} - Q_6 = 1/2 \cdot 3780 - 945 = \\ &= 945 \text{ Вт} = Q_{10} = Q_{13}; \end{aligned}$$

$$\text{8-й, 11-й участки} \quad Q_8 = Q_{\text{ср1}} = 3780 \text{ Вт} = Q_{11};$$

$$\text{14-й участок} \quad Q_{14} = Q_{\text{ср1}} = 3780 \text{ Вт};$$

$$\text{15-й участок} \quad Q_{15} = Q_4 = 6673 \text{ Вт};$$

$$\text{16-й участок} \quad Q_{16} = Q_3 = 9414 \text{ Вт};$$

$$\text{17-й участок} \quad Q_{17} = Q_2 = 16032 \text{ Вт};$$

$$\text{18-й участок} \quad Q_{18} = Q_1 = 31290 \text{ Вт}.$$

4. Определяем расход теплоносителя на участках по формуле (1.15) и заносим результаты в табл. 1.9, графа 3:

$$G_1 = G_{18} = \frac{3,6 \cdot 31290 \cdot 1,03 \cdot 1,02}{4,187(95 - 70)} = 1130,6 \text{ кг/ч};$$

$$G_2 = G_{17} = \frac{3,6 \cdot 16032 \cdot 1,03 \cdot 1,02}{4,187(95 - 70)} = 579,3 \text{ кг/ч};$$

$$G_3 = G_{16} = \frac{3,6 \cdot 9414 \cdot 1,03 \cdot 1,02}{4,187(95 - 70)} = 340,2 \text{ кг/ч};$$

$$G_4 = G_{15} = \frac{3,6 \cdot 6673 \cdot 1,03 \cdot 1,02}{4,187(95 - 70)} = 241,1 \text{ кг/ч};$$

$$G_5 = G_8 = G_{11} = G_{14} = \frac{3,6 \cdot 3780 \cdot 1,03 \cdot 1,02}{4,187(95 - 70)} = 136,6 \text{ кг/ч};$$

$$G_6 = G_7 = G_9 = G_{10} = G_{12} = G_{13} = \frac{3,6 \cdot 945 \cdot 1,03 \cdot 1,02}{4,187(95 - 70)} = 34,2 \text{ кг/ч}.$$

5. Согласно табл. 1.8, задаемся диаметром d (табл. 1.9, графа 5):

1-й, 18-й уч. – $d = 32$ мм; 2-й, 17-й уч. – $d = 25$ мм;

3-й, 4-й, 15-й, 16-й уч. – $d = 20$ мм; 5–14-й уч. – $d = 15$ мм.

6. Зная расход G и диаметр d , по прил. 1 определяем удельное сопротивление на трение R , Па/м, (табл. 1.9, графа 6) и скорость движения теплоносителя v , м/с (табл. 1.9, графа 7).

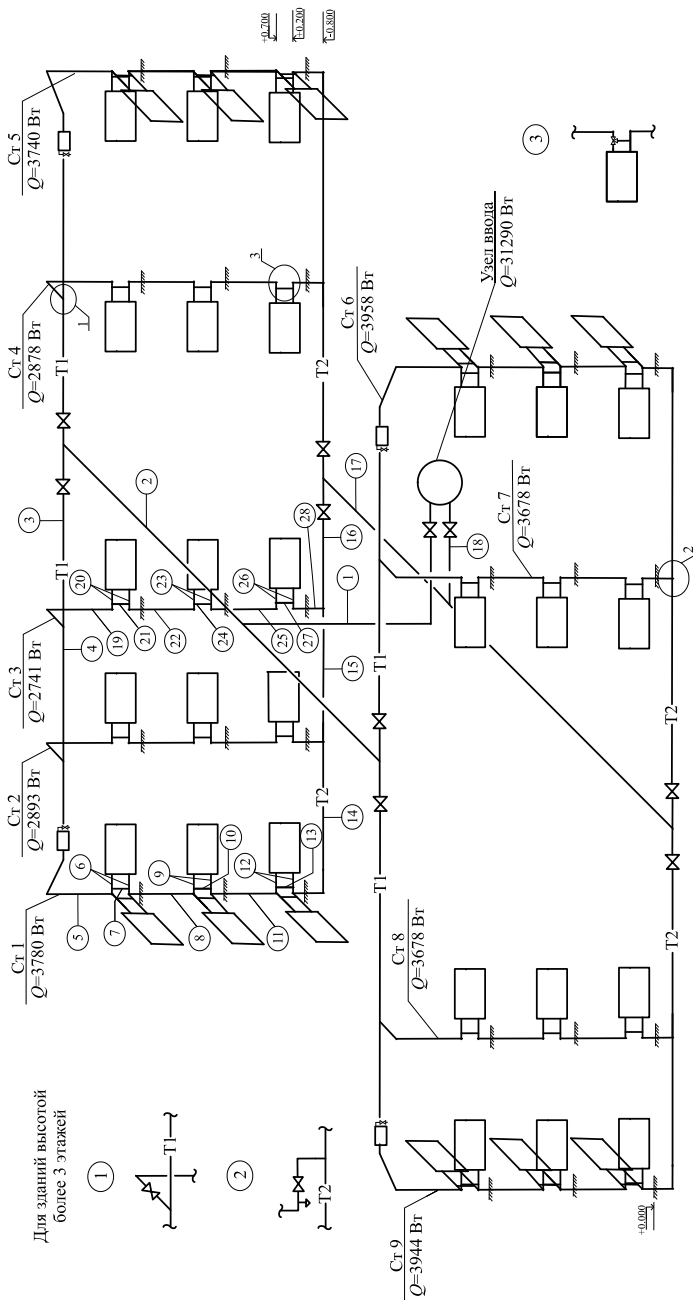


Рис. 1.5. Схема системы отопления с верхней разводкой и тупиковым движением теплоносителя

7. Определяем значения коэффициентов местных сопротивлений на участках главного циркуляционного кольца по прил. 2 (табл. 1.9, графа 8):

№ участка	d, мм	КМС	ξ
1	32	вентиль	$\xi = 9$
		отвод под углом 90°	$\xi = 0,5$
			$\Sigma \xi_1 = 9,5$
2	25	тройник на ответвление	$\Sigma \xi_2 = 1,5$
3	20	вентиль	$\xi = 10$
		тройник на ответвление	$\xi = 1,5$
			$\Sigma \xi_3 = 11,5$
4	20	тройник на проход	$\Sigma \xi_4 = 1$
5	15	тройник на проход	$\xi = 1$
		воздухосборник	$\xi = 1,5$
		отвод под углом 45°	$\xi = 0,8$
		отвод под углом 90°	$\xi = 0,8$
			$\Sigma \xi_5 = 4,1$
6, 9, 12	15	тройник на ответвление	$\xi = 1,5$
		кран КРТ при проходе	$\xi = 3,5$
		прибор М90	$\xi = 1,3$
			$\Sigma \xi_6 = \Sigma \xi_9 = \Sigma \xi_{12} = 6,3$
7, 10, 13	15	тройник на противоток	$\Sigma \xi_7 = \Sigma \xi_{10} = \Sigma \xi_{13} = 3$
8, 11	15	тройник на ответвление – 2	$\Sigma \xi_8 = \Sigma \xi_{11} = 1,5 \cdot 2 = 3$
14	15	тройник на ответвление	$\xi = 1,5$
		тройник на проход	$\xi = 1$
		отвод под углом 90°	$\xi = 0,8$
			$\Sigma \xi_{14} = 3,3$
15	20	тройник на проход	$\Sigma \xi_{15} = 1$
16	20	тройник на противоток	$\xi = 3$
		вентиль	$\xi = 10$
			$\Sigma \xi_{16} = 13$
17	25	тройник на противоток	$\Sigma \xi_{17} = 3$
18	32	вентиль	$\Sigma \xi_{18} = 9$

8. Определяем потери давления на трение, перемножая значения графы 4 на значения графы 6 (Rl), (табл. 1.9, графа 9).

9. Зная значения $\sum \xi$ (табл. 1.9, графа 8) и скорости движения воды v (табл. 1.9, графа 7), по прил. 3 определяем потери давления на местные сопротивления (табл. 1.9, графа 10).

10. Складываем потери давления на трение (табл. 1.9, графа 9) и потери давления на местные сопротивления (табл. 1.9, графа 10), получаем полные потери давления на каждом участке циркуляционного кольца (табл. 1.9, графа 11).

Таблица 1.9

Ведомость гидравлического расчета

Номер участка	Тепловая нагрузка на участке $Q_{уч}$, Вт	Расход воды на участке $G_{уч}$, кг/ч	Длина участка l , м	Диаметр участка d , мм	Удельное сопротивление на трение R , Па/м	Скорость теплоносителя v , м/с	Сумма КМС на участке $\sum \xi$	Потери давления на трение на участке Rl , Па	Потери давления на местные сопротивления Z , Па	Суммарные потери давления $(Rl+Z)$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Главное циркуляционное кольцо										
1	31290	1130,6	15,6	32	50	0,324	9,5	780	490,2	1270,2
2	16032	579,3	4,5	25	60	0,294	1,5	270	63,8	333,8
3	9414	340,2	2,0	20	75	0,278	11,5	150	440,5	590,5
4	6673	241,1	3,0	20	38	0,194	1	114	18,6	132,6
5	3780	136,6	4,6	15	65	0,208	4,1	299	88,6	387,6
6	945	34,2	0,5	15	3,6	0,052	6,3	1,8	9,3	11,1
7	945	34,2	0,5	15	3,6	0,052	3,0	1,8	4,4	6,2
8	3780	136,6	2,0	15	65	0,208	3,0	130	64,8	194,8
9	945	34,2	0,5	15	3,6	0,052	6,3	1,8	9,3	11,1
10	945	34,2	0,5	15	3,6	0,052	3,0	1,8	4,4	6,2
11	3780	136,6	2,0	15	65	0,208	3,0	130	64,8	194,8
12	945	34,2	0,5	15	3,6	0,052	6,3	1,8	9,3	11,1
13	945	34,2	0,5	15	3,6	0,052	3,0	1,8	4,4	6,2
14	3780	136,6	3,0	15	65	0,208	3,3	195	71,3	266,3
15	6673	241,1	4,0	20	38	0,194	1,0	152	18,6	170,6

Окончание табл. 1.9

Номер участка	Тепловая нагрузка на участке $Q_{уч}$, Вт	Расход воды на участке $G_{уч}$, кг/ч	Длина участка l , м	Диаметр участка d , мм	Удельное сопротивление на трение R , Па/м	Скорость теплоносителя v , м/с	Сумма КМС на участке $\Sigma \xi$	Потери давления на трение на участке Rl , Па	Потери давления на местные сопротивления Z , Па	Суммарные потери давления $(Rl+Z)$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
16	9414	340,2	2,5	20	75	0,278	13,0	187,5	497,9	685,4
17	16032	579,3	9,0	25	60	0,294	3,0	540	127,5	667,5
18	31290	1130,6	2,0	32	50	0,324	9,0	100	464,4	564,4
Σ 5510,4 Па										
Малое циркуляционное кольцо										
19	2741	99,1	2,5	15	34	0,147	3,1	85	70,4	155,4
20	1370,5	49,5	1,0	15	7,5	0,072	4,8	7,5	13,2	20,7
21	1370,5	49,5	0,5	15	7,5	0,072	1,5	3,8	4,1	7,9
22	2741	99,1	2,0	15	34	0,147	1,6	68	18,7	86,7
23	1370,5	49,5	1,0	15	7,5	0,072	4,8	7,5	13,2	20,7
24	1370,5	49,5	0,5	15	7,5	0,072	1,5	3,8	4,1	7,9
25	2741	99,1	2,0	15	34	0,147	1,6	68	18,7	86,7
26	1370,5	49,5	1,0	15	7,5	0,072	4,8	7,5	13,2	20,7
27	1370,5	49,5	0,5	15	7,5	0,072	1,5	3,8	4,1	7,9
28	2741	99,1	1,1	15	34	0,147	2,3	37,4	26,9	64,3
Σ 478,9 Па										

Пример 1.6. Расчет малого циркуляционного кольца

Исходные данные

Выполнить гидравлический расчет второстепенного циркуляционного кольца через стояк 3 однетрубной системы водяного отопления, представленной на рис. 1.5 (см. пример 1.5).

Порядок расчета

1. Расчет малого циркуляционного кольца аналогичен расчету главного циркуляционного кольца (см. пример 1.5, табл. 1.9).

2. Складываем полные потери на участках 4–15 (см. табл. 1.9):
 $(Rl+Z)_{4-15} = 132,6 + 387,6 + 11,1 + 6,2 + 194,8 + 11,1 + 6,2 +$

$$+194,8 + 11,1 + 6,2 + 266,3 + 170,6 = 1398,6 \text{ Па.}$$

3. Определяем значения коэффициентов местных сопротивлений на участках малого циркуляционного кольца по прил. 2:

№ участка	d, мм	КМС	ξ
19	15	тройник на ответвление	ξ = 1,5
		отвод под углом 90° – 2 шт.	ξ = 0,8·2
			Σξ ₉ = 3,1
20, 23, 26	15	кран КРТ при проходе	ξ = 3,5
		прибор М90	ξ = 1,3
			Σξ ₂₀ = Σξ ₂₃ = Σξ ₂₆ = 4,8
21, 24, 27	15	тройник на ответвление	Σξ ₂₁ = Σξ ₂₄ = Σξ ₂₇ = 1,5
22, 25	15	отвод под углом 90° – 2 шт.	Σξ ₂₂ = Σξ ₂₅ = 0,8·2 = 1,6
28	15	тройник на ответвление	ξ = 1,5
		отвод под углом 90°	ξ = 0,8
			Σξ ₂₈ = 2,3

4. Выполняем проверку гидравлической увязки между главным и второстепенным циркуляционным кольцом, используя формулу (1.16):

$$\frac{(Rl + Z)_{4-15} - (Rl + Z)_{19-28}}{(Rl + Z)_{4-15}} 100\% = A \leq 15\%;$$

$$A = \frac{1398,6 - 478,9}{1398,6} 100\% = 65,8 > 15\%.$$

Так как условие не выполняется, то на стояке 3 устанавливаем дроссельную шайбу.

5. Рассчитываем диаметр дроссельной шайбы по формуле (1.17):

$$\Delta P_{\text{ш}} = (Rl + Z)_{4-15} - (Rl + Z)_{19-28} = 1398,6 - 478,9 = 919,7 \text{ Па} =$$

$$= 0,09197 \text{ м вод. ст.};$$

$$d_{\text{ш}} = 10^4 \sqrt{\frac{0,0991^2}{0,09197}} = 5,72 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{\text{ш}} = 6 \text{ мм.}$

Минимальный диаметр дроссельной шайбы 3 мм.

Пример 1.7. Гидравлический расчет главного и малого циркуляционных колец насосной двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой и попутным движением воды

Исходные данные

1. Здание пятиэтажное, присоединение системы отопления через смесительный насос, теплопроводы системы отопления выполнены из стальных электросварных прямошовных труб.
2. Параметры теплоносителя в системе отопления $t_r = 95^\circ\text{C}$, $t_o = 70^\circ\text{C}$.
3. Установлены стальные панельные радиаторы РСГ–2, размещенные у остекления световых проемов.
4. Тепловые нагрузки и длины участков даны на рис. 1.6.

Порядок расчета

1. Выбираем главное циркуляционное кольцо через один из средних стояков 7 и отопительный прибор на первом этаже (рис. 1.6).

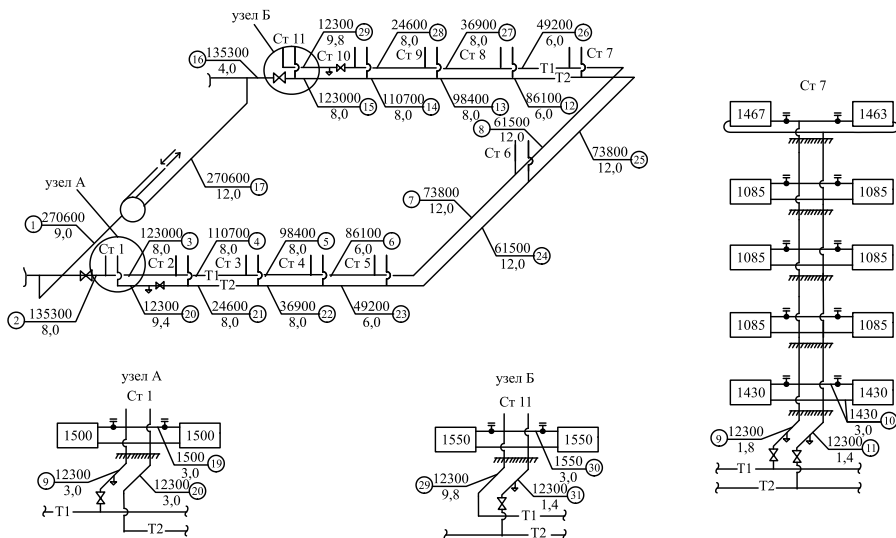


Рис. 1.6. К примеру 1.7

2. Определяем расход теплоносителя на участках по формуле (1.15) (табл. 1.10, графа 3).

3. Согласно табл. 1.8 задаемся диаметром d (табл. 1.10, графа 5):

1-й уч. – $d = 80$ мм; 2–4-й уч., 15–17-й уч. – $d = 65$ мм;

5–8-й уч., 12–14-й уч. – $d = 50$ мм; 9-й, 11-й уч. – $d = 25$ мм;

10-й уч. – $d = 15$ мм.

4. Рассчитываем значения коэффициентов местных сопротивлений на участках главного циркуляционного кольца по прил. 2 и записываем результаты в табл. 1.10, графа 8:

№ участка	d , мм	КМС	ξ
1	80	задвижка	$\xi = 0,5$
		отвод под углом 90° – 1 шт.	$\xi = 0,3$
			$\Sigma \xi_1 = 0,8$
2	65	тройник на ответвление	$\xi = 1,5$
		задвижка	$\xi = 0,3$
			$\Sigma \xi_2 = 1,8$
3–6	65	тройник на проход	$\Sigma \xi_{3,4,5,6} = 1$
7–8	50	тройник на проход	$\xi = 1$
		отвод под углом 90° – 1 шт.	$\xi = 0,3$
			$\Sigma \xi_{7,8} = 1,3$
9, 11	25	отвод под углом 90° – 2 шт.	$\xi = 0,5 \cdot 2 = 1$
		тройник на ответвление	$\xi = 1,5$
		вентиль	$\xi = 9$
			$\Sigma \xi_{9,11} = 11,5$
10	15	крестовина на поворот – 2 шт.	$\xi = 3 \cdot 2 = 6$
		радиатор РСГ	$\xi = 11$
		кран двойной регулировки	$\xi = 2$
			$\Sigma \xi_{10} = 19$
12–15	50	тройник на проход	$\Sigma \xi_{12,13,14,15} = 1$
16	65	тройник на противоток	$\xi = 3$
		задвижка	$\xi = 0,3$
			$\Sigma \xi_{16} = 3,3$
17	65	задвижка	$\xi = 0,5$
		отвод под углом 90° – 1 шт.	$\xi = 0,3$
			$\Sigma \xi_{17} = 0,8$

5. Определяем потери давления на трение, перемножая значения графы 4 на значения графы 6 (Rl), (табл. 1.10, графа 9).

6. Зная значения $\sum \xi$ (табл. 1.10, графа 8) и скорости движения воды v (табл. 1.10, графа 7) по прил. 3 определяем потери давления на местные сопротивления (табл. 1.10, графа 10).

7. Складываем потери давления на трение (табл. 1.10, графа 9) и потери давления на местные сопротивления (табл. 1.10, графа 10), получаем полные потери давления на каждом участке циркуляционного кольца (табл. 1.10, графа 11).

8. Выбираем сначала второстепенное циркуляционное кольцо через ближний к тепловому пункту стояк 1 (см. рис. 1.6) и отопительный прибор на первом этаже.

№ участка	d, мм	КМС	ξ
18	25	отвод под углом 90° – 2 шт.	ξ = 0,5·2 = 1
		тройник на ответвление	ξ = 1,5
		вентиль	ξ = 9
			Σξ ₁₈ = 11,5
19	15	крестовина на поворот – 2 шт.	ξ = 3·2 = 6
		радиатор РСГ	ξ = 11
		кран двойной регулировки	ξ = 2
			Σξ ₁₉ = 19
20	25	отвод под углом 90° – 3 шт.	ξ = 0,5·3 = 1,5
		тройник на ответвление	ξ = 1,5
		вентиль	ξ = 9
			Σξ ₂₀ = 12
21–23	32 40 50	тройник на проход	Σξ _{21,22,23} = 1
24–25	50	тройник на проход	ξ = 1
		отвод под углом 90° – 1 шт.	ξ = 0,3
			Σξ _{24,25} = 1,3

9. Расчет малого кольца занесен в табл. 1.10.

10. Складываем полные потери на участках 3–11:

$$\sum (Rl + Z)_{3-11} = 3661 \text{ Па.}$$

11. Выполняем проверку гидравлической увязки между главным и второстепенным циркуляционным кольцом, используя формулу (1.16):

$$\frac{(RL + Z)_{3-11} - (RL + Z)_{18-25}}{(RL + Z)_{3-11}} 100\% = A \leq 15\%;$$

$$A = \frac{3661 - 3396}{3661} 100\% = 7,2 < 15\%.$$

12. Выбираем далее второстепенное циркуляционное кольцо через дальний от теплового пункта стояк 11 (см. рис. 1.6) и отопительный прибор на первом этаже.

№ участка	d, мм	КМС	ξ
26–28	40 32	тройник на проход	$\sum \xi_{26,27,28} = 1$
29	25	отвод под углом 90° – 3 шт.	$\xi = 0,5 \cdot 3 = 1,5$
		вентиль	$\xi = 9$
			$\sum \xi_{29} = 10,5$
30	15	крестовина на поворот – 2 шт.	$\xi = 3 \cdot 2 = 6$
		радиатор РСГ	$\xi = 11$
		кран двойной регулировки	$\xi = 2$
			$\sum \xi_{30} = 19$
31	25	отвод под углом 90° – 2 шт.	$\xi = 0,5 \cdot 2 = 1$
		тройник на ответвление	$\xi = 1,5$
		вентиль	$\xi = 9$
			$\sum \xi_{31} = 11,5$

13. Расчет малого кольца занесен в табл. 1.10.

14. Складываем полные потери на участках 26–31:

$$\sum (RL + Z)_{9-15} = 3319 \text{ Па.}$$

15. Выполняем проверку гидравлической увязки между главным и второстепенным циркуляционным кольцом, используя формулу (1.16):

$$\frac{(Rl + Z)_{9-15} - (Rl + Z)_{26-31}}{(Rl + Z)_{9-15}} 100\% = A \leq 15\%;$$

$$A = \frac{3319 - 2974}{3319} 100\% = 10,4 < 15\%.$$

Таблица 1.10

Ведомость гидравлического расчета

Номер участка	Тепловая нагрузка на участке $\dot{Q}_{уч}$, Вт	Расход воды на участке $G_{уч}$, кг/ч	Длина участка l , м	Диаметр участка d , мм	Удельное сопротивление на трение R , Па/м	Скорость теплоносителя v , м/с	Сумма КМС на участке $\sum \xi$	Потери давления на трение на участке Rl , Па	Потери давления на местные сопротивления Z , Па	Суммарные потери давления $(Rl+Z)$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Главное циркуляционное кольцо										
1	270600	10743	9,0	80	48	0,56	0,8	432	123	555
2	135300	5372	8,0	65	30	0,39	1,8	240	134	373
3	123000	4884	8,0	65	25	0,355	1	200	61,6	262
4	110700	4395	8,0	65	21	0,32	1	168	50	218
5	98400	3907	8,0	50	78	0,52	1	624	132	756
6	86100	3418	6,0	50	60	0,46	1	360	103	463
7	73800	2930	12,0	50	45	0,39	1,3	540	97	637
8	61500	2442	12,0	50	31	0,33	1,3	372	69	441
9	12300	488	1,8	25	42	0,24	11,5	76	323	399
10	1430	56,8	3,0	15	12	0,083	19	36	67	103
11	12300	488	1,4	25	42	0,24	11,5	59	323	382
12	86100	3418	6,0	50	60	0,46	1	360	103	463
13	98400	3907	8,0	50	78	0,52	1	624	132	756
14	110700	4395	8,0	50	98	0,59	1	784	170	954
15	123000	4884	8,0	65	25	0,355	1	200	61,6	262
16	135300	5372	4,0	65	30	0,39	3,3	120	245	365
17	270600	10473	12,0	65	116	0,78	0,8	1392	238	1630
										Σ9019

Номер участка	Тепловая нагрузка на участке $Q_{уч}$, Вт	Расход воды на участке $G_{уч}$, кг/ч	Длина участка l , м	Диаметр участка d , мм	Удельное сопротивление на трение R , Па/м	Скорость теплоносителя v , м/с	Сумма КМС на участке $\Sigma \xi$	Потери давления на трение на участке Rl , Па/м	Потери давления на местные сопротивления Z , Па	Суммарные потери давления $(Rl+Z)$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Второстепенное циркуляционное кольцо через стояк 1										
18	12300	488	3,0	25	34	0,223	11,5	102	284	386
19	1500	60	3,0	15	24	0,112	19	72	123	195
20	12300	488	3,0	25	34	0,223	12	102	297	399
21	24600	977	8,0	32	50	0,312	1	400	49	449
22	36900	1465	8,0	40	40	0,316	1	320	49	369
23	49200	1954	6,0	40	70	0,42	1	420	86	506
24	61500	2442	12,0	50	32	0,33	1,3	384	69	453
25	73800	2930	12,0	50	45	0,394	1,3	540	99	639
										$\Sigma 3396$
Второстепенное циркуляционное кольцо через стояк 11										
26	49200	1954	6,0	40	70	0,42	1	420	86	506
27	36900	1465	8,0	32	100	0,448	1	800	99	899
28	24600	977	8,0	32	50	0,312	1	400	49	449
29	12300	488	9,8	25	34	0,223	10,5	333	260	593
30	1550	62	3,0	15	24	0,112	19	72	123	195
31	12300	488	1,4	25	34	0,223	11,5	48	284	332
										$\Sigma 2974$

При гидравлическом расчете вертикальной двухтрубной системы отопления после расчета основного и второстепенных циркуляционных колец через отопительные приборы на нижнем этаже дополнительно рассчитывают стояки. Расчет стояков двухтрубной системы сводится к выбору диаметра труб с увязкой потерь давления на параллельно соединенных участках, т. к. общие участки циркуляционных колец уже рассчитаны.

1.2.1.3. Гидравлический расчет по характеристикам сопротивления и проводимостям

Однотрубные системы отопления могут оснащаться радиаторными терморегуляторами с проходными регулируемыми клапанами пониженного гидравлического сопротивления обычного исполнения RTD–G при наличии в узле обвязки отопительного прибора байпаса (замыкающего участка) между трубными подводками [11, 21]. Характеристики клапанов RTD–G представлены в табл. 1.11.

Таблица 1.11

Характеристики регулирующих клапанов типа RTD–G

Тип	Пропускная способность K_v клапана с термозлементом				P_{\max} , бар		t_{\max} , °C
	0,5	1,0	1,5	2,0	рабочее	перепад давлений	
RTD–G 15	0,40	0,70	1,2	1,45	0,20	16	120
RTD–G 20	0,50	0,90	1,45	1,90			
RTD–G 25	0,55	1,15	1,70	2,25	0,16		

Примечание: 1 бар = 10^5 Па.

В целях отключения и демонтажа отдельного отопительного прибора на его обратной подводке рекомендуется устанавливать полнопроходной шаровой кран.

На стояках однотрубных систем отопления должны предусматриваться автоматические регуляторы постоянства расхода типа АВ–QM. Регуляторы АВ–QM могут устанавливаться как на обратной, так и на подающей части однотрубного стояка или ветви, выполняя одновременно функцию запорной арматуры. Клапан АВ–QM – регулирующий клапан со встроенным регулятором перепада давлений. Регулятор перепада давлений поддерживает постоянный перепад давлений на регулирующем клапане вне зависимости от изменения параметров в системе. Технические характеристики клапана АВ–QM представлены в таблице 1.12.

В однотрубных системах отопления балансировочные клапаны принимаются к установке по диаметру стояка. Для клапанов типа АВ–QM следует проверять, чтобы расчетный расход теплоносителя через стояки, на которых они устанавливаются, лежал в диапазонах, указанных в табл. 1.12.

Таблица 1.12

Технические характеристики клапана АВ-QM

Условный диаметр d , мм	10	15	20	25	32	40/50
Минимальный расход (20 %), л/ч	55	90	180	340	640	2000
Максимальный расход (100 %),	275	450	900	1700	3200	10000
Перепад давлений ΔP , кПа	16–400			20–400		30–400
Условное давление P_y , бар	16					
Диапазон температур регулируемой среды, °C	–10...+120					

Гидравлический расчет трубопроводной системы отопления может производиться с использованием характеристик гидравлического сопротивления отдельных ее элементов ($S \cdot 10^4$). Эта величина соответствует потере давления (Па) при расходе воды через элемент сети, равном 100 кг/ч.

При фактическом расчетном расходе воды потеря давления в элементе трубопроводной сети с заданной характеристикой гидравлического сопротивления рассчитывается по формуле

$$\Delta P = (S \cdot 10^4) \left(\frac{G}{100} \right)^2, \quad (1.18)$$

где ΔP – потеря давления, Па; ($S \cdot 10^4$) – характеристика гидравлического сопротивления, Па/(кг/ч)²; G – расчетный расход воды, кг/ч.

При последовательном соединении N элементов сети ее общая характеристика гидравлического сопротивления ($S \cdot 10^4$) будет равна:

$$(S \cdot 10^4) = (S \cdot 10^4)_1 + (S \cdot 10^4)_2 + \dots + (S \cdot 10^4)_N. \quad (1.19)$$

При параллельном соединении общая характеристика гидравлического сопротивления ($S \cdot 10^4$) определяется по формуле

$$\frac{1}{\sqrt{(S \cdot 10^4)}} = \frac{1}{\sqrt{(S \cdot 10^4)_1}} + \frac{1}{\sqrt{(S \cdot 10^4)_2}} + \dots + \frac{1}{\sqrt{(S \cdot 10^4)_N}}. \quad (1.20)$$

Характеристики гидравлического сопротивления обычно берутся из справочной литературы, а также могут быть вычислены с использованием данных, приведенных в табл. 1.13. ($S \cdot 10^4$) является средней величиной между значениями для легких и обыкновенных водогазопроводных труб по ГОСТ 3262–75*.

Таблица 1.13

Характеристика гидравлического сопротивления $(S \cdot 10^4)$, Па/(кг/ч)², для 1 м стальной трубы и местного сопротивления при $\xi = 1$

	Условный диаметр трубопроводов d , мм						
	10	15	20	25	32	40	50
$(S \cdot 10^4)_{1 \text{ м тр.}}$	95,04	30,71	7	1,75	0,46	0,24	0,06
$(S \cdot 10^4)_{\xi=1}$	23,91	9,72	2,98	1,13	0,38	0,16	0,08

При этом характеристика сопротивления элемента трубопроводной сети $(S \cdot 10^4)$ в Па будет равна:

- участка трубы (длиной L , м) – $(S \cdot 10^4)_{\text{тр}} = L (S \cdot 10^4)_{1 \text{ м тр.}}$;
- устройства (с коэффициентом местного сопротивления ξ) – $(S \cdot 10^4)_{\xi} = \xi (S \cdot 10^4)_{\xi=1}$.

Гидравлические характеристики клапанов терморегуляторов влияют на коэффициент затекания воды в отопительный прибор системы отопления с замыкающими участками, а также определяют гидравлическое сопротивление трубного узла прибора.

Коэффициент затекания α без учета гравитационного давления в малом циркуляционном кольце может быть рассчитан через характеристики гидравлического сопротивления:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{(S \cdot 10^4)_{\text{оп}}}{(S \cdot 10^4)_{\text{зз}}}}}, \quad (1.21)$$

где $(S \cdot 10^4)_{\text{оп}}$ – суммарная характеристика гидравлического сопротивления подводок, клапана терморегулятора и отопительного прибора, Па/(кг/ч)²; $(S \cdot 10^4)_{\text{зз}}$ – то же, замыкающего участка, Па/(кг/ч)²;

Коэффициент затекания и общая характеристика гидравлического сопротивления узла отопительного прибора практически не зависят от типа отопительного прибора. Поэтому для стандартных сочетаний диаметров подводок к прибору и замыкающего участка значения α и характеристики гидравлического сопротивления всего этажестояка $(S \cdot 10^4)_{\text{э-ст}}$ при его высоте 3 м представлены в таблице 1.14.

Таблица 1.14

Коэффициент затекания α и характеристика гидравлического сопротивления всего этажестояка $(S \cdot 10^4)_{\text{э-ст}}$ с терморегулятором RTD-G при его высоте 3 м

Условный диаметр трубопроводов d , мм			Коэффициент α (в числителе) и $(S \cdot 10^4)_{\text{э-ст}}$ (в знаменателе), Па/(кг/ч) ² , в зависимости от длины замыкающего участка h , м			
$d_{\text{ст}}$	$d_{\text{зв}}$	$d_{\text{п}}$ и RTD-G	0,08	0,15	0,3	0,5
15	10	15	—	—	0,28/179	0,3/179,8
	15	15	—	—	0,21/159,6	0,22/156,5
	15	20	0,23/148,8	0,24/147,6	0,25/144,8	0,26/141,2
20	15	15	—	—	0,21/66,9	0,22/68,5
	15	20	0,23/50,8	0,24/51,3	0,25/52,1	0,26/53,2
25	15	20	0,23/26,9	0,24/27,8	0,25/29,3	0,26/31,5

Пример 1.8. Гидравлический расчет стояка однотрубной системы отопления по характеристикам сопротивления и проводимостям

Исходные данные

1. Здание трехэтажное, теплопроводы системы отопления выполнены из стальных водогазопроводных труб.

2. Параметры теплоносителя в системе отопления $t_r = 95^\circ\text{C}$, $t_o = 70^\circ\text{C}$. Установлены чугунные радиаторы MC-140-108, размещенные у остекления световых проемов.

4. Тепловые нагрузки и длины участков даны на рис. 1.7. Располагаемое давление в стояке $\Delta P_p = 25$ кПа.

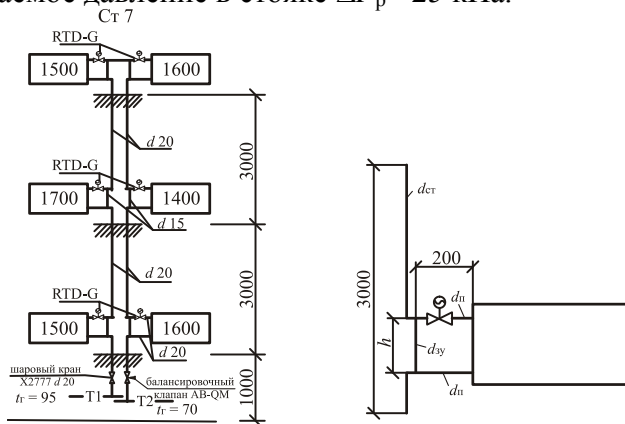


Рис. 1.7. Стояк однотрубной системы отопления

Порядок расчета

1. Определим количество теплоносителя в стояке по формуле (1.15):

$$G_{\text{ст}} = \frac{3,6 \cdot 9300 \cdot 1,04 \cdot 1,02}{4,187(95 - 70)} = 339,3 \text{ кг/ч.}$$

2. По таблице 1.14, зная, что $d_{\text{зв}} = 15$ мм, $d_{\text{ст}} = d_{\text{п}} = 20$ мм, определяем: коэффициент затекания $\alpha = 0,26$, характеристику гидравлического сопротивления всего этажестояка $(S \cdot 10^4)_{\text{э-ст}} = 53,2 \cdot 10^4 \text{ Па/(кг/ч)}^2$.

3. Определим гидравлическое сопротивление всего стояка по формуле (1.19) с учетом данных табл. 1.13:

$$(S \cdot 10^4)_{\text{ст}} = 53,2 \cdot 10^4 \cdot 4 + (53,2 \cdot 10^4 \cdot 2 - 7 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 2) + 7 \cdot 10^4 \cdot 2 = 305,2 \cdot 10^4 \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

4. Потери давления в стояке определим по формуле (1.18):

$$\Delta P_{\text{ст}} = (305,2 \cdot 10^4) \left(\frac{339,3}{100} \right)^2 = 3,5 \text{ кПа.}$$

5. Клапан АВ-QM $d = 20$ мм имеет максимальный расход 900 л/ч при настройке на 100 % (табл. 1.12). Для того чтобы получить расход 320 л/ч необходимо установить настройку: $320/900 = 0,355$ (35,5 %). Так как минимально необходимый перепад давлений на клапане АВ-QM должен быть не менее 16 кПа, то определяем потери давления на клапане АВ-QM:

$$\Delta P_{\text{AB-QM}} = \Delta P_{\text{р}} - \Delta P_{\text{ст}} = 25 - 3,5 = 21,5 \text{ кПа,}$$

что удовлетворяет условию его работы.

1.2.2. Тепловой расчет отопительных приборов

Тепловой расчет системы отопления заключается в определении площади поверхности отопительных приборов. К расчету приступают после выбора типа отопительных приборов, места установки, способа присоединения к трубам системы отопления, вида и параметров теплоносителя.

Расчет площади отопительных приборов в однотрубных системах отопления

Поверхность нагрева отопительных приборов в однотрубных системах отопления рассчитывается с учетом температуры теплоносителя на входе в каждый прибор $t_{вх}$, °С, количества теплоносителя, проходящего через прибор $G_{пр}$, кг/ч, и величины тепловой нагрузки прибора $Q_{пр}$, Вт [3, 8].

Расчет площади каждого отопительного прибора осуществляется в определенной последовательности и заносится в табл. 1.15.

Таблица 1.15

Ведомость расчета отопительных приборов

№ от. пр.	Q_o , Вт	$\Delta t_{п.м}$, °С	$G_{пр}$, кг/ч	ΣQ_o , Вт	$t_{вх}$, °С	$t_{ср}$, °С	$\Delta t_{ср}$, °С	$q_{пр}$, Вт/м ²	$Q_{пр}$, Вт	$Q_{пр}$, Вт	$A_{пр}$, м ²	Размер, количество	Тип прибора
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

1. Определяется суммарное понижение расчетной температуры воды на участках подающей магистрали $\Delta t_{п.м}$, °С:

$$\Delta t_{п.м} = \frac{q_1 \cdot l_{уч}}{c \cdot G_{уч}}, \quad (1.22)$$

где q_1 – теплопередача 1 м открыто проложенных труб в помещении с температурой t_b , принимается по прил. 4, в зависимости от разности температур $(t_r - t_b)$; $G_{уч}$ – расход воды на участке, принимается согласно гидравлическому расчету, кг/ч; $l_{уч}$ – длина расчетного участка, м; c – удельная теплоемкость воды, $c = 4,187$ кДж/(кг·°С).

2. Общее количество воды, кг/ч, циркулирующей по стояку, определяется по формуле

$$G_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{ст}} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot 3,6}{c(t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{п.м}} - t_0)}, \quad (1.23)$$

где β_1 – коэффициент учета дополнительного теплового потока устанавливаемых отопительных приборов за счет округления сверх расчетной величины, принимается по табл. 1.5, 1.6; β_2 – коэффициент учета дополнительных тепловых потерь теплоты отопительных приборов у наружных ограждений, принимается по

табл. 1.7; $Q_{\text{ст}} = \sum_1^n Q_0$ – суммарные теплотопотери в помещениях,

обслуживаемых стояком, Вт; $t_{\text{г}}$ – температура воды на входе в систему отопления, принимается равной 95 °С; t_0 – температура воды на выходе из системы отопления, принимается равной 70 °С.

3. Рассчитывается расход воды, $G_{\text{пр}}$, кг/ч, проходящей через каждый отопительный прибор с учетом коэффициента затекания α по формуле

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{ст}} \cdot \alpha, \quad (1.24)$$

где α – коэффициент затекания воды в отопительный прибор, для осевого замыкающего участка $\alpha = 0,33$, для смещенного – $\alpha = 0,5$, для проточного приборного узла $\alpha = 1$.

4. Определяется температура воды, °С, на входе в каждый отопительный прибор по ходу движения теплоносителя с учетом $\Delta t_{\text{п.м}}$:

$$t_{\text{вх}} = t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{п.м}} - \frac{\sum_{i=1}^n Q_0 \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot 3,6}{c \cdot G_{\text{ст}}}, \quad (1.25)$$

где $\sum_{i=1}^n Q_0$ – тепловая нагрузка приборов вышерасположенных этажей, Вт.

5. Определяется средняя температура воды, °С, в каждом отопительном приборе по ходу движения теплоносителя:

$$t_{cp} = t_{bx} - \frac{0,5 \cdot Q_o \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot 3,6}{c \cdot G_{ct}}. \quad (1.26)$$

6. Рассчитывается средний температурный напор в каждом отопительном приборе по ходу движения теплоносителя, °С:

$$\Delta t_{cp} = t_{cp} - t_b. \quad (1.27)$$

7. Определяется плотность теплового потока, Вт/м², для каждого отопительного прибора по ходу движения теплоносителя:

$$q_{пр} = q_{ном} \left(\frac{\Delta t_{cp}}{70} \right)^{1+n} \left(\frac{G_{пр}}{360} \right)^p, \quad (1.28)$$

где $q_{ном}$ – номинальная плотность теплового потока, Вт/м², принимается по табл. 1.16; n, p – показатели степени для определения теплового потока отопительного прибора, принимаемые по табл. 1.17.

Таблица 1.16

Номинальная плотность теплового потока отопительных приборов

Наименование и обозначение отопительного прибора	$q_{ном}$, Вт/м ²
Радиаторы чугунные секционные:	
МС-140-108	758
МС-140-98	725
МС-140-АО	595
МС-140-А	646
М-90	700
МС-90-108	802
Радиаторы алюминиевые:	
«ELEGANCE»	460
«СИАЛКО»	596
«Термал»	404
Конвектор настенный с кожухом типа «Универсал-С»	345
Конвектор настенный с кожухом типа «Универсал»	357
Конвектор настенный с кожухом типа «Комфорт-20»	462

Таблица 1.17

Коэффициенты n, p

Тип отопительного прибора	Направление движения теплоносителя	Расход теплоносителя G , кг/ч	n	p
Радиатор чугунный секционный, алюминиевый секционный	Сверху – вниз	18 – 50 54 – 536 536 – 900	0,3	0,02 0 0,01
	Снизу – вверх	18 – 61 65 – 900	0,25	0,12 0,04
Конвектор настенный с кожухом типа «Комфорт–20», конвектор напольный с кожухом типов «Ритм», «Ритм–1500»	Любое	36 – 86 90 – 900	0,35	0,18 0,07
Конвекторы настенные с кожухом типов «Универсал», «Универсал–С»	Любое	36 – 86 90 – 900	0,3	0,18 0,07

8. Рассчитывается полезная теплоотдача, Вт, труб стояка, подводок к отопительным приборам, проложенным в помещении:

$$Q_{\text{тр}} = q_{\text{в}} \cdot l_{\text{в}} + q_{\text{г}} \cdot l_{\text{г}}, \quad (1.29)$$

где $l_{\text{г}}$, $l_{\text{в}}$ – длины горизонтальных и вертикальных труб стояка и подводок в пределах помещения (пример определения длин труб стояка см. рис. 1.6), м; $q_{\text{г}}$, $q_{\text{в}}$ – удельные величины теплоотдачи горизонтальных и вертикальных труб, Вт/м, принимаются по прил. 4 [8].

9. При определении теплоотдачи 1 м неизолированных труб разность температуры теплоносителя и воздуха в помещении принимают с учетом температуры теплоносителя на входе в отопительный прибор ($t_{\text{вх}} - t_{\text{в}}$).

Данные расчетов полезной теплоотдачи труб заносятся в табл. 1.18.

Таблица 1.18

Теплоотдача открыто проложенных трубопроводов

№ пом., $t_{\text{в}}, ^\circ\text{C}$	Вертикальные участки					Горизонтальные участки					$Q_{\text{тр}},$ Вт
	$t_{\text{вх}},$ $^\circ\text{C}$	$t_{\text{вх}} - t_{\text{в}},$ $^\circ\text{C}$	$q_{\text{в}},$ Вт/м	$l_{\text{в}},$ м	$q_{\text{в}} \cdot l_{\text{в}},$ Вт	$t_{\text{вх}},$ $^\circ\text{C}$	$t_{\text{вх}} - t_{\text{в}},$ $^\circ\text{C}$	$q_{\text{г}},$ Вт/м	$l_{\text{г}},$ м	$q_{\text{г}} \cdot l_{\text{г}},$ Вт	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

10. Определяется требуемая теплоотдача отопительного прибора, Вт, в помещении с учетом полезной теплоотдачи проложенных в помещении труб:

$$Q_{\text{пр}} = Q_0 - \beta_{\text{тр}} \cdot Q_{\text{тр}}, \quad (1.30)$$

где $\beta_{\text{тр}}$ – поправочный коэффициент, учитывающий долю теплоотдачи теплопроводов, полученную для поддержания заданной температуры воздуха в помещении; для открыто проложенных труб $\beta_{\text{тр}}$ принимают равным 0,9.

11. Вычисляется расчетная наружная площадь, м^2 , отопительного прибора по ходу движения теплоносителя:

$$A_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{q_{\text{пр}}}. \quad (1.31)$$

12. При установке конвекторов (см. прил. 5) наружная площадь отопительного прибора принимается более близкой к получившейся по формуле 1.31 и по стандарту определяется марка конвектора. При установке чугунных радиаторов число секций определяется по формуле

$$N = \frac{A_{\text{пр}}}{f_c}, \quad (1.32)$$

где f_c – площадь нагревательной поверхности одной секции радиатора, м^2 .

Расчет площади отопительных приборов в двухтрубных системах отопления

В двухтрубных системах отопления расчет поверхности нагрева отопительных приборов производится при постоянном температурном перепаде в каждом приборе, равном перепаду температуры теплоносителя на стояке, т. е. $t_{\text{г}} - t_{\text{о}}$, $^{\circ}\text{C}$.

Расчет площади каждого отопительного прибора на стояке осуществляется отдельно в определенной последовательности:

1. Вычерчивается расчетная схема стояка (рис. 1.8), представляются на ней диаметры труб и величина теплового потока прибора (равная теплопотерям помещения).

температуры теплоносителя $t_{\text{вх}}$ на входе в помещение и температуры окружающего воздуха $t_{\text{в}}$, принимается по прил. 4; $G_{\text{уч}}$ – расход воды на участке подающего стояка с учетом предыдущей отопительной нагрузки, кг/ч; $l_{\text{уч}}$ – длина расчетного участка подающего стояка, принимаемая равной высоте этажа, м.

Температура теплоносителя $t_{\text{вх}}$ (на участке) на входе в рассматриваемое помещение определяется по ходу движения теплоносителя по уравнению, °C:

– для первого прибора

$$t_{\text{вх}(1)} = t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{п.м}}; \quad (1.34)$$

– для второго прибора

$$t_{\text{вх}(2)} = t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{п.м}} - \Sigma \Delta t_{\text{п.ст}(1)}; \quad (1.35)$$

– для третьего прибора

$$t_{\text{вх}(3)} = t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{п.м}} - (\Delta t_{\text{п.ст}(1)} + \Delta t_{\text{п.ст}(2)}) \text{ и т. д.} \quad (1.36)$$

Значения $\Delta t_{\text{п.ст}}$ определяются последовательно и непосредственно после расчета $t_{\text{вх}}$ на предыдущем участке подающего стояка. При двухстороннем присоединении отопительных приборов в двухтрубных системах отопления значения $t_{\text{вх}}$ на одном этаже принимаются одинаковыми.

Расход воды на каждом участке подающего стояка на входе в рассматриваемое помещение определяется по формуле, кг/ч:

– для первого прибора

$$G_{\text{уч}(1)} = \frac{\Sigma Q_{\text{уч}(1)} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot 3,6}{c(t_{\text{вх}(1)} - t_o)}; \quad (1.37)$$

– для второго прибора

$$G_{\text{уч}(2)} = \frac{\Sigma Q_{\text{уч}(2)} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot 3,6}{c(t_{\text{вх}(2)} - t_o)}; \quad (1.38)$$

– для третьего прибора

$$G_{\text{уч}(3)} = \frac{\Sigma Q_{\text{уч}(3)} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot 3,6}{c(t_{\text{вх}(3)} - t_o)} \text{ и т. д.,} \quad (1.39)$$

где $\Sigma Q_{\text{уч}(1-3)}$ – суммарные теплотери на участке подающего стояка на входе в рассматриваемое помещение, с учетом $Q_{\text{пр}}$ вышележащего отопительного прибора, Вт; $t_{\text{вх}(1...3)}$ – температура теплоносителя на участке подающего стояка на входе в рассматриваемое помещение, °С.

4. Рассчитывается средний температурный напор в отопительном приборе с учетом температуры воды в подающей магистрали и стояке:

$$\Delta t_{\text{cp}} = 0,5 [t_{\text{г}} - (\Delta t_{\text{п.м}} + \Sigma \Delta t_{\text{п.ст}}) + t_{\text{o}}] - t_{\text{в}}. \quad (1.40)$$

5. Определяется общее количество воды, циркулирующей в отопительном приборе, с учетом понижения температуры воды в подающей магистрали и стояке, кг/ч:

$$G_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{o}} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot 3,6}{c [t_{\text{г}} - (\Delta t_{\text{п.м}} + \Sigma \Delta t_{\text{п.ст}}) - t_{\text{o}}]}. \quad (1.41)$$

6. Вычисляется расчетная плотность теплового потока отопительного прибора для теплоносителя (воды), Вт/м²:

$$q_{\text{пр}} = q_{\text{ном}} \left(\frac{\Delta t_{\text{cp}}}{70} \right)^{1+n} \left(\frac{G_{\text{пр}}}{360} \right)^p, \quad (1.42)$$

где $q_{\text{ном}}$ – номинальная плотность теплового потока, Вт/м², принимается по табл. 1.16; n, p – показатели степени для определения теплового потока отопительного прибора, принимаемые по табл. 1.17.

7. Определяется полезная теплоотдача труб стояка и подводок, проложенных в помещении, Вт:

$$Q_{\text{тр}} = q_{\text{в}} \cdot l_{\text{в}} + q_{\text{г}} \cdot l_{\text{г}}, \quad (1.43)$$

где $l_{\text{г}}, l_{\text{в}}$ – длины горизонтальных и вертикальных труб стояка и подводок в пределах помещения, м; $q_{\text{г}}, q_{\text{в}}$ – удельные величины теплоотдачи горизонтальных и вертикальных труб в помещении, Вт/м, принимаются по прил. 4 [8] в зависимости от диаметра и разности температуры теплоносителя на входе в рас-

смаатриваемое помещение и температуры воздуха в помещении

$$t_{\text{т}} = t_{\text{г}} - (\Delta t_{\text{п.м}} - \Sigma \Delta t_{\text{п.ст}}) - t_{\text{в}}.$$

8. Рассчитывается требуемая теплоотдача отопительного прибора в рассматриваемом помещении, Вт:

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{о}} - \beta_{\text{тр}} \cdot Q_{\text{тр}}, \quad (1.44)$$

где $\beta_{\text{тр}}$ – поправочный коэффициент, учитывающий долю теплоотдачи теплопроводов (при открытой прокладке $\beta_{\text{тр}} = 0,9$; при скрытой прокладке $\beta_{\text{тр}} = 0,5$; при прокладке в тяжелом бетоне $\beta_{\text{тр}} = 1,8$).

9. Вычисляется расчетная наружная площадь отопительного прибора, м^2 :

$$A_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{q_{\text{пр}}}. \quad (1.45)$$

Пример 1.9. Расчет площади и количества отопительных приборов в однотрубной системе отопления жилого дома

Исходные данные

1. Теплоносителем в системе отопления является вода с параметрами $t_{\text{г}} = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{о}} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

2. Тип отопительного прибора – радиатор МС–140–108.

3. Диаметры стояков – 15 мм.

4. Значения отопительных характеристик и коэффициентов: $c = 4,19\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $\beta_1 = 1,02$; $\beta_2 = 1,04$; $n = 0,3$; $p = 0$; $q_{\text{ном}} = 758\text{ Вт}/\text{м}^2$; $f_{\text{с}} = 0,244\text{ м}^2$; $\beta_{\text{тр}} = 0,9$, $\Delta t_{\text{п.м}} = 0,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 1,0$.

Порядок расчета

1. Схематично показываем на плане размещение отопительных приборов (1 секция = 1мм) и стояков (рис. 1.9) с их нумерацией по часовой стрелке, начиная с левого верхнего угла (ст. 1, ст. 2 и т. д.). На стояках проставляем величины тепловых нагрузок приборов, равные расчетным теплототерям помещений

и нумерацию приборов, начиная с первого по ходу движения теплоносителя прибора (рис. 1.10).

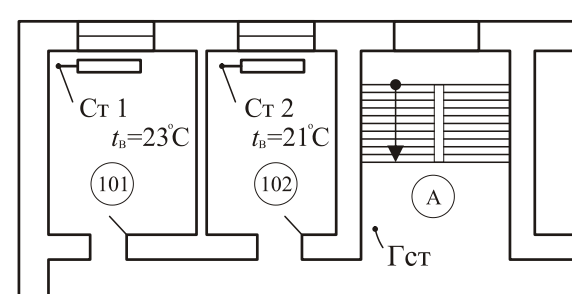


Рис. 1.9. Размещение отопительных приборов на плане здания

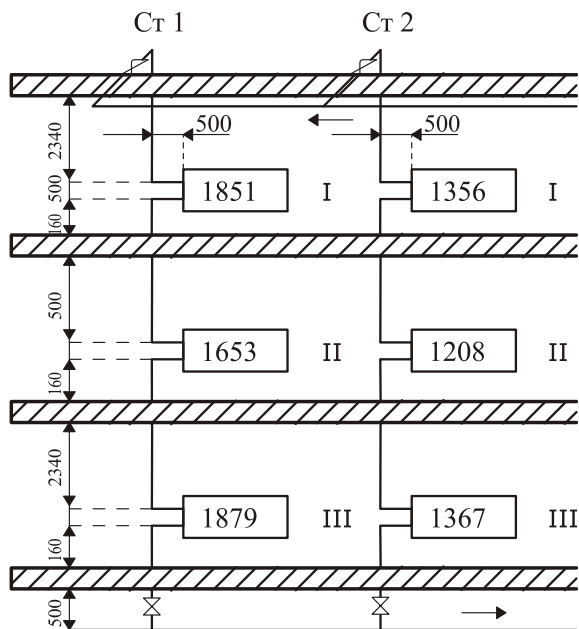


Рис. 1.10. Расчетные схемы стояков 1 и 2

2. Расчет выполняем по представленной методике, и результаты заносим в табл. 1.20 и 1.21.

Таблица 1.20

Ведомость расчета отопительных приборов

№ от.пр.	Q_o , Вт	$\Delta t_{пл},$ °C	$G_{пр}$, кг/ч	ΣQ_o , Вт	$t_{вх}$, °C	$t_{ср}$, °C	$\Delta t_{ср}$, °C	$q_{пр}$, Вт/м ²	$Q_{пр}$, Вт	$Q_{пр}$, Вт	$A_{пр}$, м ²	Раз- мер, кол-во	Тип при- бора
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$t_{в} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$ $d = 15\text{ мм}$ Стояк 1 $Q_{ср} = 5383\text{ Вт}$ $G_{ср} = 136,4\text{ кг/ч}$													
I	1851	0,4	199,6	–	94,6	90,4	67,4	721	224	1649	2,29	9	МС-140-108
II	1653	0,4		1851	86,1	82,4	60,4	625	189	1483	2,37	10	
III	1879	0,4		3504	78,6	74,3	52,3	519	161	1735	3,34	14	
$t_{в} = 21\text{ }^{\circ}\text{C}$ $d = 15\text{ мм}$ Стояк 2 $Q_{ср} = 33932\text{ Вт}$ $G_{ср} = 145,8\text{ кг/ч}$													
I	1356	0,4	145,8	–	94,6	90,4	69,4	749	234	1145	1,53	6	МС-140-108
II	1208	0,4		1356	86,1	82,3	60,3	625	196	1032	1,65	7	
III	1367	0,4		2564	78,6	74,3	52,3	519	166	1218	2,35	10	

Таблица 1.21

Теплоотдача открыто проложенных трубопроводов

№, $t_{\text{в пом.}}$	Вертикальные участки					Горизонтальные участки					$Q_{\text{тр, вт}}$
	$t_{\text{вх}},$ °C	$t_{\text{вх}}-t_{\text{в}},$ °C	$q_{\text{в}},$ Вт/м	$l_{\text{в}},$ м	$q_{\text{в}} \cdot l_{\text{в}},$ Вт	$t_{\text{вх}},$ °C	$t_{\text{вх}}-t_{\text{в}},$ °C	$q_{\text{г}},$ Вт/м	$l_{\text{г}},$ м	$q_{\text{г}} \cdot l_{\text{г}},$ Вт	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
301, 23 °C	94,6	71,6	61	2,34	143	94,6	71,6	80	0,5	40	224
	86,1	63,1	51	0,16	8	86,1	63,1	67	0,5	34	
201, 23 °C	86,1	63,1	51	2,34	119	86,1	63,1	67	0,5	34	189
	78,6	55,6	44	0,16	7	78,6	55,6	58	0,5	29	
101, 23 °C	78,6	55,6	44	2,34	103	78,6	55,6	58	0,5	29	161
	70	47	35	0,16	6	70	47	46	0,5	23	
302, 21 °C	94,6	73,6	64	2,34	150	94,6	73,6	82	0,5	41	234
	86,1	65,1	53	0,16	9	86,1	65,1	70	0,5	35	
202, 21 °C	86,1	65,1	53	2,34	124	86,1	65,1	70	0,5	35	196
	78,6	57,6	45	0,16	7	78,6	57,6	60	0,5	30	
102, 21 °C	78,6	57,6	45	2,34	105	78,6	57,6	60	0,5	30	166
	70	49	37	0,16	6	70	49	49	0,5	25	

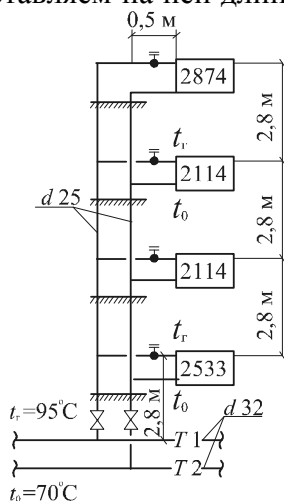
Пример 1.10. Расчет площади и количества отопительных приборов в двухтрубной системе отопления жилого дома

Исходные данные

1. Расчетная температура внутреннего воздуха $t_b = 18^\circ\text{C}$.
2. Теплоносителем является вода с параметрами $t_r = 95^\circ\text{C}$, $t_o = 70^\circ\text{C}$.
3. Тип отопительного прибора – радиатор М–90–108.
4. Диаметры магистралей 32 мм, стояка 25 мм.
5. Значения отопительных характеристик и коэффициентов: $c = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$; $\beta_1 = 1,03$; $\beta_2 = 1,02$; $n = 0,25$; $p = 0,04$; $q_{\text{ном}} = 700 \text{ Вт}/\text{м}^2$; $f_c = 0,187 \text{ м}^2$; $\beta_{\text{тр}} = 0,9$.
6. Расстояние от начала системы до рассматриваемого стояка 10 м.

Порядок расчета

1. Вычерчиваем расчетную схему стояка (рис. 1.11) и проставляем на ней длины и диаметры труб, а также величины тепловых потоков приборов.



2. Находим по табл. 1.19 суммарное понижение расчетной температуры воды на участках подающей магистрали от начала до рассматриваемого стояка. Значение $\Delta t_{\text{п.м}} = 0,4^\circ\text{C}$.

3. Определяем суммарное понижение расчетной температуры воды на участках подающего стояка от магистрали до рассматриваемого прибора по формуле (1.32)

$$\Delta t_{\text{п.ст}} = \frac{q_b \cdot l_{\text{уч}} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot 3,6}{c \cdot G_{\text{уч}}}.$$

Рис. 1.11. Расчетная схема двухтрубного стояка

Первоначально определяем температуру теплоносителя $t_{\text{вх}}$, °С, (на участке) на входе в помещение по ходу движения теплоносителя. Затем находятся по уравнениям (1.37) – (1.39) значения $G_{\text{уч}}$ и $q_{\text{в}}$, Вт/м, определяется $\Delta t_{\text{п.ст}}$ в определенной последовательности:

– для первого прибора

$$t_{\text{вх}(1)} = t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{п.м}} = 95 - 0,4 = 94,6 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$G_{\text{уч}(1)} = \frac{\sum Q_{\text{уч}(1)} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot 3,6}{c(t_{\text{вх}(1)} - t_o)} = \frac{9635 \cdot 1,03 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,19(94,6 - 70)} = 353,5 \text{ кг/ч},$$

$$\text{при } t_{\text{вх}(1)} - t_{\text{в}} = 94,6 - 18 = 76,6^{\circ}\text{C}, \quad q_{\text{в}} = 107 \text{ Вт/м},$$

$$\Delta t_{\text{п.ст}(1)} = \frac{107 \cdot 2,8 \cdot 1,03 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,19 \cdot 353,5} = 0,77 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– для второго прибора

$$t_{\text{вх}(2)} = t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{п.м}} - \Sigma \Delta t_{\text{п.ст}(1)} = 95 - 0,4 - 0,77 = 93,8 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$G_{\text{уч}(2)} = \frac{7102 \cdot 1,03 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,19(93,8 - 70)} = 269,4 \text{ кг/ч},$$

$$\text{при } t_{\text{вх}(2)} - t_{\text{в}} = 93,8 - 18 = 75,8^{\circ}\text{C}, \quad q_{\text{в}} = 103 \text{ Вт/м},$$

$$\Delta t_{\text{п.ст}(2)} = \frac{103 \cdot 2,8 \cdot 1,03 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,19 \cdot 269,4} = 0,97 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– для третьего прибора

$$t_{\text{вх}(3)} = t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{п.м}} - (\Delta t_{\text{п.ст}(1)} + \Delta t_{\text{п.ст}(2)}) = 95 - 0,4 - (0,77 + 0,97) = 92,9 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$G_{\text{уч}(3)} = \frac{4988 \cdot 1,03 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,19(92,9 - 70)} = 196,6 \text{ кг/ч},$$

$$\text{при } t_{\text{вх}(3)} - t_{\text{в}} = 92,9 - 18 = 74,9^{\circ}\text{C}, \quad q_{\text{в}} = 101 \text{ Вт/м},$$

$$\Delta t_{\text{п.ст}(3)} = \frac{101 \cdot 2,8 \cdot 1,03 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,19 \cdot 196,6} = 1,3 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– для четвертого прибора

$$t_{\text{вх}(4)} = 95 - 0,4 - (0,77 + 0,97 + 1,3) = 91,6 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$G_{\text{уч}(4)} = \frac{2874 \cdot 1,03 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,19(91,6 - 70)} = 120,1 \text{ кг/ч},$$

при $t_{\text{вх}(3)} - t_{\text{в}} = 91,6 - 18 = 73,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $q_{\text{в}} = 100 \text{ Вт/м}$,

$$\Delta t_{\text{п.ст}(4)} = \frac{100 \cdot 2,8 \cdot 1,03 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,19 \cdot 120,1} = 2,1 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

4. Вычисляем средний температурный напор в отопительном приборе с учетом понижения температуры воды в подающей магистрали и стояке по формуле (1.40):

– для первого прибора

$$\Delta t_{\text{ср}(1)} = 0,5[95 - (0,4 + 0,77) + 70] - 18 = 63,92 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– для второго прибора

$$\Delta t_{\text{ср}(2)} = 0,5[95 - (0,4 + 0,77 + 0,97) + 70] - 18 = 63,43 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– для третьего прибора

$$\Delta t_{\text{ср}(3)} = 0,5[95 - (0,4 + 0,77 + 0,97 + 1,3) + 70] - 18 = 62,78 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– для четвертого прибора

$$\Delta t_{\text{ср}(4)} = 0,5[95 - (0,4 + 0,77 + 0,97 + 1,3 + 2,1) + 70] - 18 = 61,73 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

5. Рассчитываем общее количество воды, циркулирующей в отопительном приборе, с учетом понижения температуры воды в подающих магистралях и стояке по формуле (1.41):

– для первого прибора

$$G_{\text{пр}(1)} = \frac{2533 \cdot 1,03 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,19[95 - (0,4 + 0,77) - 70]} = 95,95 \text{ кг/ч};$$

– для второго прибора

$$G_{\text{пр}(2)} = \frac{2114 \cdot 1,03 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,19[95 - (0,4 + 0,97) - 70]} = 80,76 \text{ кг/ч};$$

– для третьего прибора

$$G_{\text{пр}(3)} = \frac{2114 \cdot 1,03 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,19[95 - (0,4 + 1,3) - 70]} = 81,9 \text{ кг/ч};$$

– для четвертого прибора

$$G_{\text{пр}(4)} = \frac{2874 \cdot 1,03 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,19[95 - (0,4 + 2,1) - 70]} = 115,3 \text{ кг/ч}.$$

6. Определяем расчетную плотность теплового потока отопительного прибора по формуле (1.42):

– для первого прибора

$$q_{\text{пр}(1)} = 700 \left(\frac{63,92}{70} \right)^{1,25} \left(\frac{95,95}{360} \right)^{0,01} = 617 \text{ Вт/м}^2;$$

– для второго прибора

$$q_{\text{пр}(2)} = 700 \left(\frac{63,43}{70} \right)^{1,25} \left(\frac{80,76}{360} \right)^{0,01} = 610 \text{ Вт/м}^2;$$

– для третьего прибора

$$q_{\text{пр}(3)} = 700 \left(\frac{62,78}{70} \right)^{1,25} \left(\frac{81,9}{360} \right)^{0,01} = 602 \text{ Вт/м}^2;$$

– для четвертого прибора

$$q_{\text{пр}(4)} = 700 \left(\frac{61,73}{70} \right)^{1,25} \left(\frac{115,3}{360} \right)^{0,01} = 592 \text{ Вт/м}^2.$$

7. Вычисляем полную теплоотдачу труб стояка и подводов, проложенных в помещении, по формуле (1.43) с учетом $t_{\text{г}} - t_{\text{в}}$ для каждого участка:

– для первого прибора

$$Q_{\text{тр}(1)} = 107 \cdot 2,8 + 128 \cdot 0,5 = 364 \text{ Вт};$$

– для второго прибора

$$Q_{\text{тр}(2)} = 103 \cdot 2,8 + 125 \cdot 0,5 = 351 \text{ Вт};$$

– для третьего прибора

$$Q_{\text{тр}(3)} = 101 \cdot 2,8 + 123 \cdot 0,5 = 344 \text{ Вт};$$

– для четвертого прибора

$$Q_{\text{тр}(4)} = 100 \cdot 2,8 + 121 \cdot 0,5 = 341 \text{ Вт}.$$

8. Определяем требуемую теплоотдачу кожуха отопительного прибора в рассматриваемом помещении по формуле (1.44):

– для первого прибора

$$Q_{\text{пр}(1)} = 2533 - 0,9 \cdot 364 = 2205 \text{ Вт};$$

– для второго прибора

$$Q_{\text{пр}(2)} = 2114 - 0,9 \cdot 351 = 1798 \text{ Вт};$$

– для третьего прибора

$$Q_{\text{пр}(3)} = 2114 - 0,9 \cdot 344 = 1804 \text{ Вт};$$

– для четвертого прибора

$$Q_{\text{пр}(4)} = 2874 - 0,9 \cdot 341 = 2567 \text{ Вт}.$$

9. Определяем расчетную наружную площадь отопительного прибора по формуле (1.45):

– для первого прибора

$$A_{\text{пр}(1)} = \frac{2205}{617} = 3,57 \text{ м}^2;$$

– для второго прибора

$$A_{\text{пр}(2)} = \frac{1798}{610} = 2,95 \text{ м}^2;$$

– для третьего прибора

$$A_{\text{пр}(3)} = \frac{1804}{602} = 3 \text{ м}^2;$$

– для четвертого прибора

$$A_{\text{пр}(4)} = \frac{2567}{592} = 4,34 \text{ м}^2.$$

10. Рассчитываем число секций чугунного радиатора М–90–108:

– для первого прибора

$$N_1 = \frac{A_{\text{пр}(1)}}{f_c} = \frac{3,57}{0,187} = 19,1, \text{ т. е. } 19 \text{ шт.};$$

– для второго прибора

$$N_2 = \frac{A_{\text{пр}(2)}}{f_c} = \frac{2,95}{0,187} = 15,8, \text{ т. е. } 16 \text{ шт.};$$

– для третьего прибора

$$N_3 = \frac{A_{\text{пр}(3)}}{f_c} = \frac{3}{0,187} = 16,04, \text{ т. е. } 16 \text{ шт.};$$

– для четвертого прибора

$$N_4 = \frac{A_{\text{пр}(4)}}{f_c} = \frac{4,34}{0,187} = 23,2, \text{ т. е. } 24 \text{ шт.}$$

1.3. Воздушное отопление

Воздушное отопление имеет много общего с другими видами централизованного отопления. И воздушное, и водяное отопление основаны на передаче теплоты в отапливаемые помещения от охлаждающегося теплоносителя. В центральной системе воздушного отопления, как и в системах водяного отопления, имеется теплогенератор (центральная установка для нагревания воздуха) и теплопроводы (каналы или воздуховоды для перемещения теплоносителя).

Воздух для отопления подается в помещение нагретым до такой температуры t_{Γ} , чтобы в результате его смешения с внутренним воздухом и теплообмена с поверхностью ограждений поддерживалась заданная температура помещения. Следовательно, количество аккумулированной воздухом теплоты должно быть равно Q_{Π} – максимальной теплотребности для поддержания в помещении расчетной температуры $t_{\text{в}}$ [13, 25]:

$$G_{\text{от}} c (t_{\Gamma} - t_{\text{в}}) = Q_{\Pi}. \quad (1.46)$$

Отсюда расход нагретого воздуха $G_{\text{от}}$, кг/с, для отопления помещения

$$G_{\text{от}} = Q_{\Pi} / (c (t_{\Gamma} - t_{\text{в}})), \quad (1.47)$$

где c – удельная массовая теплоемкость воздуха, равная 1005 Дж/(кг·К).

Для получения расхода воздуха в кг/ч теплотребность помещения в Вт (Дж/с) следует выразить в Дж/ч, т. е. умножить на 3600 с.

Объем подаваемого воздуха $L_{\text{от}}$, м³/ч, при температуре t_{Γ} нагретого воздуха

$$L_{\text{от}} = G_{\text{от}} / \rho_{\Gamma}. \quad (1.48)$$

Воздухообмен в помещении L_{Π} , м³/ч, несколько отличается от $L_{\text{от}}$, т. к. определяется при температуре внутреннего воздуха $t_{\text{в}}$:

$$L_{\Pi} = G_{\text{от}} / \rho_{\text{в}}, \quad (1.49)$$

где ρ_{Γ} и $\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, кг/м³, при его температуре соответственно t_{Γ} и $t_{\text{в}}$.

Температура воздуха t_r должна быть возможно более высокой, как это видно из уравнения (1.47), для уменьшения количества подаваемого воздуха. В связи с этим, соответственно, сокращаются размеры каналов, а также снижается расход электроэнергии при механическом побуждении движения воздуха.

Однако правилами гигиены устанавливается определенный верхний предел температуры – воздух не следует нагревать выше $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, чтобы он не терял своих свойств как среда, вдыхаемая людьми. Эта температура и принимается как предельная для систем воздушного отопления помещений с постоянным или длительным (более 2 ч) пребыванием людей. Отклонения от этого общего правила делают для воздушно-тепловых завес. Для завес у внешних ворот и технологических проемов, выходящих наружу, допускается повышение температуры подаваемого воздуха до $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, а для завес у наружных входных дверей – до $50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Конкретные значения температуры воздуха при воздушном отоплении связаны со способами его подачи из воздухораспределителей и зависят от того, подается ли воздух вертикально сверху вниз, наклонно в направлении рабочей (обслуживаемой) зоны или горизонтально в верхней зоне помещения. Если люди подвергаются длительному непосредственному влиянию струи нагретого воздуха, его температуру рекомендуется понижать до $25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

По формуле (1.47) определяют количество воздуха, подаваемого в помещение только с целью его отопления, и систему устраивают рециркуляционной. Когда же воздушная система отопления является одновременно и системой вентиляции, количество подаваемого в помещение воздуха устанавливают следующим образом:

– если $G_{\text{от}} \geq G_{\text{вент}}$ (количество воздуха для отопления оказывается равным количеству воздуха, необходимому для вентиляции, или превышает его), то сохраняют количество и температуру отопительного воздуха, а систему выбирают прямоточной или с частичной рециркуляцией;

– если $G_{\text{вент}} > G_{\text{от}}$ (количество вентиляционного воздуха превышает количество воздуха, которое необходимо для отопления), то принимают количество воздуха, потребное для вентиляции, систему делают прямоточной, а температуру подаваемого воздуха вычисляют по формуле

$$t_{\text{г}} = t_{\text{в}} + Q_{\text{п}} / (c G_{\text{вент}}), \quad (1.50)$$

полученной из уравнения вида (1.47).

Количество воздуха для отопления помещения или его температуру уменьшают, если в помещении имеются постоянные тепловыделения.

При центральной отопительно-вентиляционной системе температура нагретого воздуха, определяемая по формуле (1.50), может оказаться для каждого помещения различной. Подача в отдельные помещения воздуха при различной температуре технически осуществима. Однако проще подавать во все помещения воздух при одинаковой температуре. В этом случае общую температуру нагретого воздуха принимают равной низшей из расчетных для отдельных помещений, а количество подаваемого воздуха пересчитывают по формуле (1.47).

После уточнения воздухообмена определяют теплотраты на нагревание воздуха по формулам:

– для рециркуляционной системы воздушного отопления

$$Q = G_{\text{от}} c (t_{\text{г}} - t_{\text{в}}); \quad (1.51)$$

– для частично рециркуляционной отопительно-вентиляционной системы

$$Q = G_{\text{от}} c (t_{\text{г}} - t_{\text{в}}) + G_{\text{вент}} c (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}); \quad (1.52)$$

– для прямоточной отопительно-вентиляционной системы

$$Q = G_{\text{вент}} c (t_{\text{г}} - t_{\text{н}}), \quad (1.53)$$

где $G_{\text{от}}$ и $G_{\text{вент}}$ – расход воздуха, кг/с, для целей отопления и вентиляции; $t_{\text{н}}$ – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления.

В формуле (1.52) количество рециркуляционного воздуха $G_{\text{рец}} = G_{\text{от}} - G_{\text{вент}}$, т. к. $G_{\text{от}}$ выражает количество смешанного воздуха, нагретого до температуры $t_{\text{г}}$ с целью отопления.

В системах центрального воздушного отопления в отличие от систем центральной приточной вентиляции перемещается воздух меньшей и переменной плотности по сравнению с плотностью воздуха, окружающего воздуховоды. В связи с этим можно отметить две особенности действия систем центрального воздушного отопления: нагретый воздух заметно охлаждается по пути его движения и количество воздуха, поступающего в помещения, изменяется в течение отопительного сезона, особенно при естественном движении.

В вентиляторных системах воздушного отопления ограниченной длины и высоты эти два фактора обычно во внимание не принимаются. В разветвленных протяженных системах воздушного отопления крупных зданий, особенно высоких, необходимо ограничивать как охлаждение воздуха в воздуховодах, так и перераспределение воздуха, поступающего в помещения под влиянием изменяющегося естественного циркуляционного давления.

Для ограничения и учета охлаждения воздуха выполняют тепловой расчет воздуховодов, устанавливают начальную температуру воздуха и уточняют его расчетный расход.

Тепловой поток через стенки воздуховода длиной l представим как

$$Q_{\text{охл}} = q_1 l, \quad (1.54)$$

где q_1 – тепловой поток через стенки воздуховода длиной 1 м, определяемый по формуле

$$q_1 = kA_1(t_{\text{ср}} - t_{\text{в}}) = (t_{\text{ср}} - t_{\text{в}})/R_1, \quad (1.55)$$

R_1 – сопротивление теплопередаче от нагретого воздуха, имеющего среднюю температуру $t_{\text{ср}}$, через площадь A_1 стенок воздуховода длиной 1 м в помещение при температуре $t_{\text{в}}$.

Сопротивление теплопередаче находят с учетом дополнений, которые относятся к условиям теплопередачи через 1 м воздуховода, у которого внешняя поверхность может быть значительно больше внутренней и отделяется от последней промежуточными слоями.

Тепловой поток через стенки воздуховода при установившемся состоянии соответствует степени охлаждения потока нагретого воздуха, перемещающегося по воздуховоду. Поэтому можно написать уравнение теплового баланса, выражая q_l в кДж/ч:

$$q_l l = G_{\text{от}} c (t_{\text{нач}} - t_{\text{г}}), \quad (1.56)$$

где $G_{\text{от}}$ – количество воздуха для отопления помещения, кг/ч; $t_{\text{нач}}$ и $t_{\text{г}}$ – температура нагретого воздуха соответственно в начале воздуховода и выпускаемого в помещение, °С; c – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг °С).

Уравнение теплового баланса (1.56) дает возможность установить начальную температуру воздуха в воздуховоде по заданной конечной или, наоборот, уточнить температуру воздуха, выпускаемого в помещение, и, при необходимости, расход воздуха.

Температура нагретого воздуха в начале воздуховода на основании формулы (1.50) равна:

$$t_{\text{нач}} = t_{\text{в}} + \left((Q_{\text{п}} + (1 - \eta) Q_{\text{охл}}) / Q_{\text{п}} \right) (t_{\text{г}} - t_{\text{в}}), \quad (1.57)$$

где η – доля от $Q_{\text{охл}}$, поступающая в отапливаемое помещение ($Q_{\text{охл}}$ в первом приближении можно определять по формулам (1.56) и (1.57), подставляя известную температуру $t_{\text{г}}$ вместо температуры $t_{\text{ср}}$).

Уточненный расход горячего воздуха в воздуховоде, кг/ч, с учетом формулы (1.47) составит:

$$G_{\text{от}} = (Q_{\text{п}} + (1 - \eta) Q_{\text{охл}}) / (c (t_{\text{ср}} - t_{\text{в}})). \quad (1.58)$$

Пример 1.11. Определение количества воздуха для рециркуляционной системы воздушного отопления

Исходные данные

1. Температура подаваемого воздуха $t_{\text{г}} = 45$ °С.
2. Расчетная температура внутреннего воздуха – $t_{\text{в}} = 21$ °С.
3. Теплопотери помещения – 8100 кДж/ч.

Порядок расчета

1. Массовое количество подаваемого воздуха при $t_r = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ составляет по формуле (1.47):

$$G_{\text{от}} = \frac{8100}{1,005(45 - 21)} = 335,8 \text{ кг/ч}.$$

2. Объемное количество подаваемого воздуха по формуле (1.48) при $\rho_r = \frac{353}{273 + 45} = 1,11 \text{ кг/м}^3$, равно:

$$L_{\text{от}} = \frac{335,8}{1,11} = 302,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Воздухообмен в помещении по формуле (1.49) при $\rho_b = \frac{353}{273 + 21} = 1,201 \text{ кг/м}^3$, составляет:

$$L_{\text{п}} = \frac{335,8}{1,201} = 279,6 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 1.12. Определение количества воздуха для частично рециркуляционной отопительно-вентиляционной системы отопления

Исходные данные

1. Условия примера 1.11.
2. Объемное количество наружного воздуха для вентиляции помещения – $L_{\text{вент}} = 110 \text{ м}^3/\text{ч}$.
3. Температура наружного воздуха $t_n = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Порядок расчета

1. Расход тепла в частично рециркуляционной отопительно-вентиляционной системе по формуле (1.52) равен:

$$Q = c [G_{\text{от}} (t_r - t_b) + L_{\text{вент}} \rho_b (t_b - t_n)] = \\ = 1,005 [335,8(45 - 21) + 110 \cdot 1,201 (21 + 25)] = 14136 \text{ кДж/ч}.$$

2. Объем рециркуляционного воздуха составляет:

$$L_{\Pi} - L_{\text{вент}} = 279,6 - 110 = 169,6 \text{ м}^3/\text{ч},$$

так что дополнительный, сверх теплопотерь помещения, расход тепла равен $\Delta Q = 14136 - 8100 = 6036 \text{ кДж/ч}$.

Прямоточная отопительно-вентиляционная система неприменима, т. к. температура горячего воздуха в этом случае превысит допустимую, даже при подаче воздуха в верхнюю зону. В самом деле, по формуле (1.50):

$$t_{\Gamma} = t_{\text{в}} + \frac{Q_{\Pi}}{cL_{\text{вент}}\rho_{\text{в}}} = 21 + \frac{8100}{1,005 \cdot 110 \cdot 1,201} = 21 + 61 = 82^{\circ}\text{C} > 70^{\circ}\text{C}.$$

Пример 1.13. Определение начальной температуры воздуха в воздуховоде

Исходные данные

1. Сопротивление теплопередаче металлического воздуховода – $R_1 = 0,27 \text{ (м }^{\circ}\text{C) /Вт}$.

2. Длина воздуховода, проложенного вне отапливаемого помещения – $l = 15 \text{ м}$.

3. Теплопотери помещения – $Q_{\Pi} = 10 \text{ кВт}$.

4. Расчетная температура внутреннего воздуха – $t_{\text{в}} = 18^{\circ}\text{C}$.

5. Температура воздуха для отопления помещения – $t_{\Gamma} = 55^{\circ}\text{C}$.

Порядок расчета

1. Массовое количество воздуха для отопления помещения определяем по формуле (1.47):

$$G_{\text{от}} = \frac{10 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{1,005 \cdot (55 - 18)} = 968,1 \text{ кг/ч}.$$

2. Ориентировочная величина теплового потока через стенки воздуховода длиной 1 м по формуле (1.55) при $t_{\text{ср}} = t_{\Gamma}$ составит:

$$q_1 = \frac{55 - 18}{0,27} = 137 \text{ Вт/м}.$$

3. Предварительную температуру воздуха в начале воздухопровода находим по формуле (1.57) при $\eta = 0$:

$$t_{\text{нач}} = 18 + \frac{10 \cdot 10^3 + 137 \cdot 15}{10 \cdot 10^3} (55 - 18) = 18 + 44,6 = 62,6^\circ\text{C}.$$

4. Уточненную величину теплового потока через стенки воздухопровода определяем по формуле (1.54) при $t_{\text{ср}} = 0,5 (62,6 + 55) = 58,8^\circ\text{C}$

$$Q_{\text{охл}} = \frac{58,8 - 18}{0,27} 15 = 2267 \text{ Вт}.$$

5. Окончательная температура воздуха в начале воздухопровода будет равна:

$$t_{\text{нач}} = 18 + \frac{10 \cdot 10^3 + 2267}{10 \cdot 10^3} (55 - 18) = 18 + 45,4 = 63,4^\circ\text{C}.$$

Таким образом, горячий воздух в воздухопроводе длиной 15 м при заданном сопротивлении теплопередаче его стенок охлаждается почти на 10°C . Для уменьшения охлаждения теплоносителя воздуха, если теряемое тепло не используется для отопления, воздухопровод вне отапливаемого помещения нужно покрывать тепловой изоляцией.

2. ВЕНТИЛЯЦИЯ

2.1. Аэродинамический расчет систем вентиляции

Аэродинамический расчет вентиляционной системы производят для подбора размеров поперечных сечений воздуховодов по рекомендуемым скоростям движения воздуха и определения потерь давления в системе.

Потери давления в системах вентиляции складываются из потерь давления на трение и потерь давления в местных сопротивлениях, Па [33]

$$\Delta P_{\text{сети}} = \Delta P_{\text{тр}} + Z. \quad (2.1)$$

Потери давления на трение, Па,

$$\Delta P_{\text{тр}} = R l n, \quad (2.2)$$

где R – удельные потери давления на трение в гидравлически гладком канале, Па/м; l – длина участка воздуховода, м; n – поправочный коэффициент, который зависит от абсолютной эквивалентной шероховатости воздуховодов.

Удельные потери давления на трение, Па/м,

$$R = \frac{\lambda_r}{d} P_d, \quad (2.3)$$

где λ_r – коэффициент гидравлического сопротивления трению для гидравлически гладкого канала; d – эквивалентный (гидравлический) диаметр воздуховода, м; P_d – динамическое давление, Па.

Коэффициент гидравлического сопротивления трению для гидравлически гладкого канала, при турбулентном режиме течения, рассчитывается по закону Блазиуса:

$$\lambda_r = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (2.4)$$

где Re – критерий Рейнольдса.

Критерий Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{v d}{\nu}, \quad (2.5)$$

где v – скорость движения воздуха в воздуховоде, м/с; ν – кинематическая вязкость воздуха, м²/с.

Динамическое давление, Па,

$$P_d = \frac{\rho v^2}{2}. \quad (2.6)$$

Потери давления в местных сопротивлениях, Па,

$$Z = \sum \xi \frac{\rho v^2}{2} = \sum \xi P_d, \quad (2.7)$$

где $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке воздуховода, коэффициенты местных сопротивлений на границе двух участков относят к участку с меньшим расходом и определяют по таблицам местных сопротивлений по прил. 14; ρ – плотность воздуха, кг/м³.

При расчетах можно пользоваться справочными таблицами [33] или номограммами (прил. 11, 12), которые построены на основании формул (2.3) – (2.6) при различных скоростях для различных диаметров круглых металлических воздухопроводов (при $\rho = 1,2$ кг/м³, $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с), принимаемыми гидравлически гладкими.

Если пользоваться указанными таблицами и номограммами для воздухопроводов из других материалов, необходимо вводить поправочный коэффициент n , который зависит от материала воздуховода и скорости движения воздуха и определяется по прил. 13 или по формуле

$$n = \frac{\lambda_{ш}}{\lambda_r}, \quad (2.8)$$

где $\lambda_{ш}$ – коэффициент сопротивления трению с учетом шероховатости канала (воздуховода), рассчитывается по формуле Альтшуля:

$$\lambda_{ш} = 0,11 \left(\frac{k_э}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (2.9)$$

где $k_э$ – абсолютная эквивалентная шероховатость поверхности воздуховода (прил. 10).

Для воздуховодов прямоугольного сечения за расчетную величину d принимают эквивалентный диаметр $d_э$, мм, при котором потери давления в круглом воздуховоде при той же скорости будут равны потерям давления в прямоугольном воздуховоде

$$d_э = 2ab/(a + b), \quad (2.10)$$

где a , b – стороны прямоугольного воздуховода или канала, мм.

Аэродинамический расчет вентиляционной системы состоит из двух этапов:

- 1) расчет участка основного направления магистрали (наиболее протяженной и нагруженной ветви воздуховодов);
- 2) увязка всех остальных участков системы.

При невозможности увязки потерь давления по ответвлениям воздуховодов в пределах 10–15 % следует устанавливать диафрагмы. Диафрагма (металлическая пластина с отверстием) – местное сопротивление, на котором гасится избыточное давление. Коэффициент местного сопротивления диафрагмы определяется по формуле

$$\xi_{\text{диафр}} = \Delta P_{\text{неувязки}} / P_{\text{д}} = (\Delta P_{\text{расп}} - \Delta P_{\text{отв}}) / P_{\text{д}}, \quad (2.11)$$

где $P_{\text{д}}$ – динамическое давление на участке, на котором устанавливается диафрагма, Па; $P_{\text{расп}}$ – располагаемые потери давления на ответвлении, Па; $P_{\text{отв}}$ – потери давления на увязываемом ответвлении, Па.

По значению ξ и по размерам воздуховода, на котором устанавливается диафрагма, подбирают размер диафрагмы (прил. 14).

Аэродинамический расчет систем вентиляции выполняют после расчета воздухообмена в помещениях и принятия решения по трассировке воздуховодов и каналов и конкретизации местных сопротивлений вдоль них. Для проведения аэродинамического расчета на основе архитектурно-строительной и технологической частей проекта вычерчивают аксонометрическую схему системы вентиляции, по которой определяют протяженность отдельных ее ветвей и размещают элементы сети.

Схему разбивают на отдельные расчетные участки. Расчетный участок характеризуется постоянным расходом воздуха. Потери давления на участке зависят от скорости движения воздуха и складываются из потерь на трение и потерь в местных сопротивлениях.

Намечается основное расчетное направление, представляющее собой цепочку последовательно расположенных участков от начала системы до наиболее удаленного ответвления. При наличии нескольких цепочек, одинаковых по протяженности, за магистральное направление принимается наиболее нагруженное (имеющее больший расход).

Расчет выполняют по методу удельных потерь давления в следующей последовательности:

1. По известному расчетному расходу вентиляционного воздуха L определяют ориентировочное сечение канала (воздуховода), м^2 , по формуле

$$F' = \frac{L}{3600v_p}, \quad (2.12)$$

где L — расчетный расход воздуха в воздуховоде, $\text{м}^3/\text{ч}$; v_p — предварительная скорость движения воздуха, $\text{м}/\text{с}$:

а) в системах естественной вентиляции:

— для горизонтальных каналов — $0,5\text{--}1,0 \text{ м}/\text{с}$;

— для вертикальных каналов — $0,5\text{--}1,0 \text{ м}/\text{с}$;

— для вытяжных шахт — $1,0\text{--}1,5 \text{ м}/\text{с}$.

б) в системах механической вентиляции:

— для участка с жалюзийной решеткой — $2\text{--}5 \text{ м}/\text{с}$;

— для участка с вентилятором — $6\text{--}12 \text{ м}/\text{с}$;

— для магистральных воздуховодов производственных зданий — до $12 \text{ м}/\text{с}$;

— для ответвлений воздуховодов производственных зданий — до $6 \text{ м}/\text{с}$.

2. Исходя из расчетной площади канала с учетом конструктивных соображений, принимаем стандартные размеры сечения каналов (воздуховодов) по прил. 6–9.

3. Уточняем фактическую скорость движения воздуха по каналам, м/с, по формуле

$$v_{\phi} = \frac{L}{3600F_{\text{ст}}}, \quad (2.13)$$

где $F_{\text{ст}}$ – стандартная площадь канала, м² (прил. 6–9).

4. Определяем потери давления на преодоление сил трения по принятому сечению (диаметру) и заданному количеству воздуха по формуле (2.2).

5. Определяем гидравлические потери на местные сопротивления по участкам вентиляционной сети по формуле (2.7).

6. Определяем суммарные фактические гидравлические потери на всех участках, входящих в расчетную ветвь $\Sigma(Rln + Z)$.

7. Производим увязку потерь давления по ответвлениям воздухопроводов в пределах 10–15 % (10 % – для естественной системы вентиляции, 15 % – для принудительной).

2.1.1. Аэродинамический расчет систем вентиляции с естественным побуждением движения воздуха

Цель расчета – подбор геометрических размеров вентиляционных каналов, обеспечивающих действительное гидравлическое сопротивление вентиляционной сети, не большее, чем располагаемое естественное давление.

За расчетное направление в вытяжных системах с естественным побуждением принимают такое, удельные потери давления на котором имеют минимальную величину.

Удельные потери давления, Па/м:

$$R_{\text{уд}} = \frac{P_{\text{гр}}}{\Sigma l}, \quad (2.14)$$

где $P_{\text{гр}}$ – гравитационное давление, действующее в вытяжных каналах соответствующих этажей, Па; l – длина участка, м.

В системах с естественным побуждением требуется увязка действующих гравитационных давлений в каналах соответствующих этажей с потерями давлений на трение и местные со-

противления по пути движения воздуха от места входа его в сеть (вытяжные решетки) до выхода в атмосферу (устье вытяжной шахты), т. е.

$$P_{\text{тр}} \geq \Sigma(Rln + Z), \quad (2.15)$$

где $\Sigma(Rln + Z)$ – потери давления на трение и местные сопротивления на участках в расчетном направлении.

Гравитационное давление, P_a , определяется по формуле

$$P_{\text{тр}} = h(\rho_n - \rho_v)9,81, \quad (2.16)$$

где h – высота воздушного столба, м, принимается:

а) при наличии в здании только вытяжки – от середины решетки до устья вытяжной шахты;

б) при наличии в здании механического притока – от середины высоты помещения до устья вытяжной шахты;

ρ_n – плотность наружного воздуха, кг/м^3 , для общественных зданий при $t_n = 5^\circ\text{C}$; ρ_v – плотность воздуха в помещении.

Порядок аэродинамического расчета систем естественной вентиляции:

1. На планах размещают жалюзийные решетки, вертикальные каналы, горизонтальные короба и вытяжные шахты; вычерчивают аксонометрические схемы систем вентиляции. Аксонометрическая схема воздухопроводов естественной вентиляции должна быть построена так, чтобы со всех сторон вытяжной шахты было равное число вертикальных каналов и равные расходы воздуха. Количество вентиляционных систем определяется числом вытяжных шахт.

2. Расчет начинают от более неблагоприятно расположенной жалюзийной решетки. Обычно наиболее неблагоприятной является решетка, наиболее удаленная от вытяжной шахты. Путь движения воздуха от этой жалюзийной решетки по каналам до вытяжной шахты и сама вытяжная шахта будут являться одной расчетной веткой.

3. Для естественной вытяжной вентиляции определяется располагаемое гравитационное давление для расчетной ветви $P_{\text{тр}}$ по формуле (2.16).

4. По известному расходу вентиляционного воздуха L определяют ориентировочное сечение канала (коробов, шахт) F по формуле (2.12)

5. Исходя из расчетной площади канала с учетом конструктивных соображений, принимают стандартные размеры сечения каналов по прил. 6–9.

6. После этого уточняют фактическую скорость движения воздуха по каналам v_ϕ по формуле (2.13).

7. Определяют гидравлические потери на преодоление сил трения соответственно по принятому сечению (диаметру) и заданному расходу воздуха по формуле (2.2).

8. Определяют гидравлические потери на местные сопротивления по участкам вентиляционной сети по формуле (2.7).

9. Определяют суммарные фактические гидравлические потери на всех участках, входящих в расчетную ветвь P_ϕ . При этом они не должны превышать располагаемого давления P_p .

Если $P_\phi > P_p$, то необходимо соответственно увеличить сечения отдельных участков вентиляционной сети. Если $P_\phi < P_p$, то необходимо уменьшить сечения отдельных участков вентиляционной сети. Невязка допускается 10 %:

$$\frac{P_\phi - P_p}{P_\phi} 100 \% \leq 10 \%$$

10. После расчета главной расчетной ветви приступают к расчету ответвлений сети. Он производится аналогично расчету главной ветви. Расчет считается законченным, если потери давления в ответвлении не больше располагаемого давления в ответвлении. Невязка потерь в точках смешения потоков не

$$\text{должна превышать } 10 \%: \frac{P_{\text{маг}} - P_{\text{отв}}}{P_{\text{маг}}} 100 \% \leq 10 \%$$

Пример 2.1. Расчет естественной вытяжной системы вентиляции двухэтажного жилого дома

Исходные данные

1. Рассчитать естественную вытяжную систему вентиляции ванных комнат и санузлов двухэтажного жилого дома (см. рис. 2.1).

2. Воздуховодами служат каналы, располагаемые в толще кирпичной стены. Каналы на чердаке объединяются шлакоалюбастровыми коробами.

3. По нормам воздухообмен (вытяжка) составляет: из ванной комнаты $25 \text{ м}^3/\text{ч}$, из санузла – $25 \text{ м}^3/\text{ч}$. Приток воздуха неорганизованный (за счет неплотностей в ограждениях здания). Вытяжка воздуха производится из верхней зоны помещений на высоте $0,5 \text{ м}$ от потолка.

4. Расчетная внутренняя температура $t_{\text{в}}=18 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

5. Расчетные длины участков 1–8 по рис. 2.1: $l_1= 0,8 \text{ м}$; $l_2= 0,15 \text{ м}$; $l_3= 0,15 \text{ м}$; $l_4= 0,5 \text{ м}$; $l_5= 3,2 \text{ м}$; $l_6= 3,8 \text{ м}$.

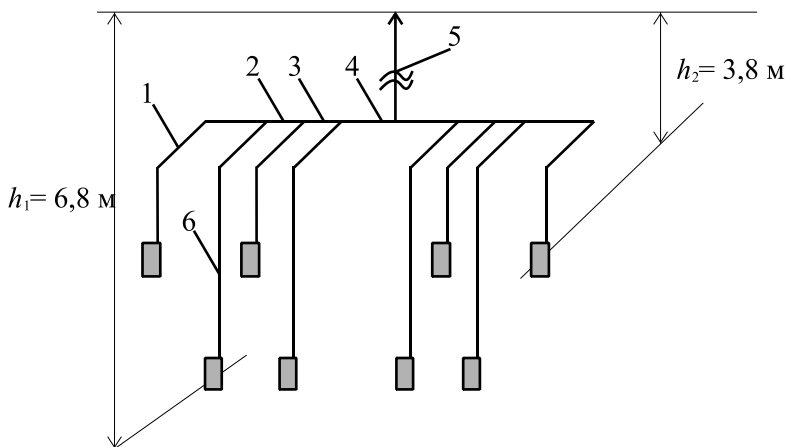


Рис. 2.1. Схема вытяжной естественной вентиляции

Порядок расчета

При определении располагаемого естественного давления вытяжной вентиляции жилых и общественных зданий в качестве расчетной наружной температуры принимается температура наружного воздуха $t_{\text{н}}=+5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

1. Определяем плотности воздуха по формуле

$$\rho = \frac{353}{273 + t}, \quad (2.17)$$

$$\rho_{в(+18)} = 1,213 \text{ кг/м}^3, \rho_{н(+5)} = 1,27 \text{ кг/м}^3.$$

2. Определяем главную расчетную ветвь, это ветвь, удельное располагаемое давление в которой будет наименьшее.

Находим располагаемые и удельные давления в ветви через канал первого и второго этажей по формулам (2.14) и (2.16):

$$\Delta P_1 = 6,8 (1,27 - 1,213) 9,81 = 3,8 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{уд1} = 3,8 / 7,8 = 0,487 \text{ Па/м,}$$

где $\Sigma l_{1\text{эт}} = l_6 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 = 3,8 + 0,15 + 0,15 + 0,5 + 3,2 = 7,8 \text{ м.}$

$$\Delta P_2 = 3,8 (1,27 - 1,213) 9,81 = 2,124 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{уд2} = 2,124 / 4,8 = 0,443 \text{ Па/м,}$$

где $\Sigma l_{2\text{эт}} = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 = 0,8 + 0,15 + 0,15 + 0,5 + 3,2 = 4,8 \text{ м.}$

Так как $P_{уд2} < P_{уд1}$, то расчетной будет ветвь, идущая через канал второго этажа (при наименьшем удельном располагаемом давлении).

3. Определим потери давления на участках. Для участка 1 определим предварительно сечение канала по рекомендуемой скорости воздуха для горизонтальных и вертикальных каналов от 0,5 до 1,0 м/с по формуле (2.12):

$$F'_1 = \frac{25}{3600 \cdot 1} = 0,007 \text{ м}^2.$$

По прил. 6 по найденному значению F'_1 находим стандартное сечение кирпичного канала $F = 0,14 \times 0,14 = 0,0196 \text{ м}^2$.

4. Действительная скорость воздуха в канале по формуле (2.13):

$$v_{ф1} = \frac{25}{3600 \cdot 0,0196} = 0,354 \text{ м/с.}$$

5. Определим эквивалентный диаметр по формуле (2.10):

$$d_{э1} = \frac{2 \cdot 0,14 \cdot 0,14}{(0,14 + 0,14)} = 0,14 \text{ м.}$$

6. Проведем расчет потерь давления на трение по длине канала с учетом его шероховатости. Для этого формулы (2.2) – (2.6) преобразуем к виду, Па,

$$\Delta P_1 = R l n_1 = \frac{\lambda_{\Gamma}}{d_{\text{э}}} \rho_{\text{в}} \frac{v_1^2}{2} l_1 n_1. \quad (2.18)$$

Сначала определим число Рейнольдса при кинематической вязкости воздуха $\nu(+18)^{\circ}\text{C} = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ по формуле (2.5):

$$\text{Re}_1 = \frac{0,354 \cdot 0,14}{1,5 \cdot 10^{-5}} = 3304 > 2300,$$

т. е., имеем турбулентный режим течения воздуха в канале.

Коэффициент гидравлического трения по формуле (2.4) для гидравлически гладкого канала при турбулентном режиме течения

$$\lambda_{\Gamma 1} = \frac{0,3164}{(3307)^{0,25}} = 0,0417.$$

Коэффициент гидравлического трения по формуле (2.9) с учетом шероховатости канала

$$\lambda_{\text{ш1}} = 0,11 \left(\frac{4}{140} + \frac{68}{3307} \right)^{0,25} = 0,0518,$$

где $k_{\text{э}} = 4 \text{ мм}$ – коэффициент, учитывающий шероховатость кирпичного канала (прил. 10).

Коэффициент шероховатости по формуле (2.8):

$$n = \frac{0,0518}{0,0417} = 1,24,$$

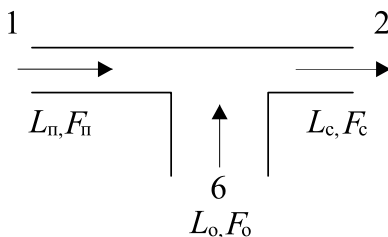
$$\Delta P_1 = \frac{0,0417}{0,14} 1,213 \frac{(0,354)^2}{2} 0,8 \cdot 1,24 = 0,0225 \text{ Па}.$$

Также удельные потери давления на трение R можно определить по справочным таблицам [33] или номограмме (прил. 11). Коэффициент шероховатости n можно определить по прил. 13.

7. Определим коэффициенты местных сопротивлений на участке 1 по прил. 14:

- жалюзийная решетка (первое боковое отверстие) $\xi = 3,5$,
- два колена под углом 90° $\xi = 1,2 \cdot 2 = 2,4$,

– тройник на проход $\xi = 1$ ($F_0/F_n = F_6/F_1 = 0,02/0,02 = 1$, $Q_0/Q_c = Q_6/Q_2 = 25/50 = 0,5$).



Таким образом, $\Sigma \xi_1 = 3,5 + 2,4 + 1 = 6,9$.

8. Определим потери давления в местных сопротивлениях по формуле (2.7):

$$Z_1 = 6,9 \frac{1,213(0,354)^2}{2} = 0,525 \text{ Па.}$$

9. Определим суммарные потери давления на участке

$$P_1 = 0,023 + 0,525 = 0,548 \text{ Па.}$$

Потери давления на остальных участках находятся аналогично. Результаты расчета заносятся в табл. 2.2. Коэффициенты местных сопротивлений на участках приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Коэффициенты местных сопротивлений [33]

Уча- сток	Местное сопротивление на участке	ξ
2	Тройник на проход ($F_0/F_n = F_0/F_2 = 0,14^2/0,15^2 = 0,87$, $L_0/L_c = L_0/L_3 = 25/75 = 0,33$)	0,55
3	Тройник на проход ($F_0/F_n = F_0/F_3 = 0,14^2/0,15 \times 0,2 = 0,65$, $L_0/L_c = L_0/L_4 = 25/100 = 0,25$)	0,5
4	Тройник на проход ($F_0/F_n = F_0/F_4 = 0,2^2/0,2^2 = 1$, $L_0/L_c = L_0/L_5 = 100/200 = 0,5$)	1,0
5	Вытяжная шахта с зонтом квадратного сечения	1,3
6	Жалюзийная решетка (первое боковое отверстие) $\xi = 3,5$ Колено под углом 90° $\xi = 1,2$ Тройник на ответвление $\xi = 1,1$ ($F_0/F_n = F_6/F_1 = (0,14 \times 0,14)/(0,14 \times 0,14) = 1$, $L_0/L_c = L_6/L_2 = 25/50 = 0,5$)	$\Sigma \xi = 3,5 + 1,2 + 1,1 = 5,8$

Аэродинамический расчет входов естественной системы вентиляции

№ участка	Расход воздуха $L, \text{ м}^3/\text{ч}$	Длина участка $l, \text{ м}$	Скорость воздуха $v, \text{ м/с}$	Площадь поперечного сечения $F, \text{ м}^2$	Размеры сечений $a \times b, \text{ мм}$	Эквивалентный диаметр $d_{\text{э}}, \text{ мм}$	Число Рейнольдса	Коэффициент гидравлического трения λ_p	Удельные потери давления на трение $R, \text{ Па}$	Коэффициент шероховатости n	Потери давления на трение с учетом шероховатости $R/n, \text{ Па}$	Сумма коэффициентов сопротивления $\Sigma \xi$	Потери давления в местных сопротивлениях $Z, \text{ Па}$	Суммарная потеря давления на участке $R/n + Z, \text{ Па}$
Главная расчетная ветвь (ветвь через канал второго этажа)														
1	25	0,8	0,354	0,02	140×140	140	3307	0,0417	0,0227	1,24	0,0225	6,9	0,5253	0,5478
2	50	0,15	0,617	0,0225	150×150	150	6173	0,0357	0,0549	1,11	0,0091	0,55	0,1257	0,135
3	75	0,15	0,694	0,030	200×150	171	7937	0,0335	0,0572	1,124	0,0096	0,5	0,1447	0,1543
4	100	0,5	0,694	0,040	200×200	200	9259	0,0323	0,0472	1,124	0,0265	1	0,2889	0,3154
5	200	3,2	0,71	0,0784	280×280	280	13228	0,0295	0,0322	1,124	0,1159	1,3	0,3959	0,5118
5	200	3,2	0,89	0,0625	250×250	250	14815	0,0287	0,0552	1,13	0,199	1,3	0,6163	0,8153
Итого: $P_p = 0,5478 + 0,135 + 0,1543 + 0,3154 + 0,5118 = 1,67 \text{ Па}$ $P_p = 2,124 \text{ Па}$														
Невязка: $(P_p - P_{\text{ф}})/P_p = (2,124 - 1,67)/2,124 = 21,4 \%$ должна находиться в пределах 10 %; т. к. $P_p < P_{\text{р}}$, то необходимо уменьшить сечение на отдельных участках ветв. сети, чтобы уменьшить невязку, например на участке 5 необходимо поменять сечение на 250×250.														
Итого: $P_{\text{ф}} = 1,97 \text{ Па}$ $P_p = 2,124 \text{ Па}$ Невязка: 7,3 %														
Ответвление														
6	25	3,8	0,3543	0,02	140×140	140	3306,88	0,0417	0,0226	1,124	0,097	5,8	0,4416	0,5386

Невязка в точке пересечения участков 1 и 6: $(\Delta P_{\text{мат}} - \Delta P_{\text{отв}})/\Delta P_{\text{мат}} = (0,5478 - 0,5386)/0,5478 = 0,15 \% < 10 \%$

2.1.2. Аэродинамический расчет систем вентиляции с принудительным побуждением движения воздуха

Расчет выполняют по методу удельных потерь давления, как и расчет естественной вентиляции. Последовательно от конца сети к вентилятору или вытяжной шахте нумеруют участки основного расчетного направления, затем все основные с дальнего ответвления, на схемах указывают номера участков, их длины и расходы воздуха.

Металлические воздуховоды изготавливаются из листовой кровельной, оцинкованной или нержавеющей стали на заводах или в заготовительных мастерских. По форме воздуховоды бывают круглого и прямоугольного сечения. Предпочтение следует отдавать круглым воздуховодам из-за меньшего аэродинамического сопротивления, расхода металла и трудоемкости при изготовлении. Рекомендуются стальные воздуховоды из тонколистовой стали. В каждом конкретном случае выбор материалов для проектирования воздуховодов производится в соответствии с [17].

Потери давления в системе механической вентиляции равны потерям давления в основной расчетной цепи, складывающимся из потерь давления на всех последовательно расположенных участках, составляющих цепь, и потерь давления в вентиляционном оборудовании (калориферах, фильтрах и пр.).

В системах принудительной вентиляции общее сопротивление значительно превышает гравитационное давление и характеризует то давление, которое должен развивать вентилятор. По этому давлению и расходу воздуха подбирается вентилятор по каталогам или справочной литературе.

Пример 2.2. Расчет принудительной вытяжной системы вентиляции промышленного предприятия

Исходные данные

1. Выполнить аэродинамический расчет воздуховодов вытяжной системы принудительной вентиляции промышленного предприятия, схема которой представлена на рис. 2.2.

2. Участки основного расчетного направления, а также все дополнительные участки с дальнего ответвления пронумерованы на рис. 2.2. На схеме указаны длины и расходы воздуха на всех участках.

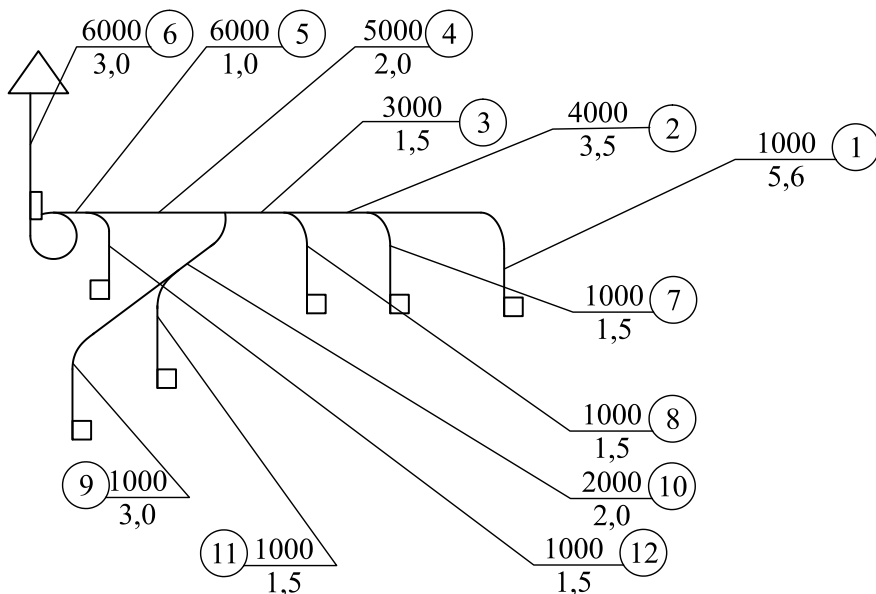


Рис. 2.2. Схема воздуховодов принудительной системы вентиляции

Порядок расчета

Проведем расчет для 1-го участка.

1. Дано: $L_1 = 1000 \text{ м}^3/\text{ч}$; $l_1 = 5,6 \text{ м}$.

2. Примем скорость на 1-м участке в заданном диапазоне:

$$v' = 12 \text{ м/с}.$$

3. По расходу и по принятой скорости определяем предварительное значение площади поперечного сечения воздуховода по формуле (2.12):

$$F'_1 = \frac{1000}{3600 \cdot 12} = 0,023 \text{ м}^2.$$

4. На основании полученного предварительного значения площади подбираем нормируемые размеры воздуховода по прил. 8:

$$d_1 = 200 \text{ мм} = 0,2 \text{ м}; F = 0,0314 \text{ м}^2.$$

5. Действительная скорость в воздуховоде по формуле (2.13):

$$v_1 = \frac{1000}{3600 \cdot 0,0314} = 8,846 \text{ м/с}.$$

6. Зная d и v на участке, находим величину удельных потерь давления на трение R и динамическое давление P_d по прил. 12:

$$P_{d1} = 46,956 \text{ Па};$$

$$R_1 = 4,134 \text{ Па/м}.$$

7. Потери давления на трение по длине для гидравлически гладкого канала из оцинкованной стали (поправочный коэффициент на шероховатость $n = 1$ для стального воздуховода)

$$R/n = 4,134 \cdot 5,6 \cdot 1 = 23,151 \text{ Па}.$$

8. Сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке:

– жалюзийная решетка (первое боковое отверстие) $\xi = 3,5$,

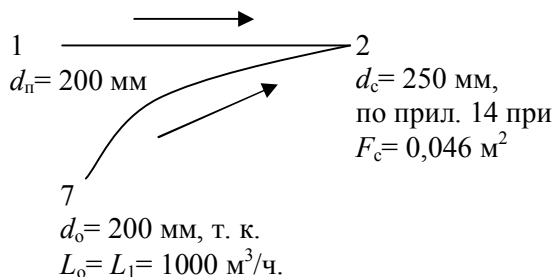
– скругленное колено $r/d_3 = 0,2$, $\alpha = 90^\circ$, $\xi = 0,44$,

– тройник на проход, $\alpha = 30^\circ$ $\xi = 0,2$

$d_o < d_c$: 200 < 250 на 2К

$d_n < d_c$: 200 < 250 на 2К

$L_o/L_c = 1000/2000 = 0,5$



Таким образом, $\Sigma \xi_1 = 3,5 + 0,44 + 0,2 = 4,14$.

9. Определим потери давления в местных сопротивлениях по формуле (2.7):

$$Z_1 = 4,14 \cdot 46,956 = 194,398 \text{ Па}.$$

7. Определим суммарные потери давления на участке

$$P_1 = 23,151 + 194,398 = 217,549 \text{ Па}.$$

Потери давления на остальных участках находятся аналогично. Результаты расчета заносятся в табл. 2.4. Коэффициенты местных сопротивлений на участках занесем в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Расчет местных сопротивлений на участках [33]

Участок	Сопротивление	ξ	$\Sigma\xi$
2	Тройник на проход, $\alpha = 30^\circ$, $L_o/L_c = 0,3$ $d_o < d_c$: 180<325 на 5K $d_n < d_c$: 250<325 на 2K	0,2	0,2
3	Тройник на проход, $\alpha = 30^\circ$, $L_o/L_c = 0,4$ $d_o < d_c$: 280<400 на 3K $d_n < d_c$: 325<400 на 2K	0,3	0,3
4	Тройник на проход, $\alpha = 30^\circ$, $L_o/L_c = 0,2$ $d_o < d_c$: 180<450 на 8K $d_n < d_c$: 400<450 на 1K	0	0
5	Диффузор перед вентилятором	0,5	0,5
6	Вытяжная шахта с зонтом круглого сечения	1,3	1,4
	Переходник на выходе вентилятора	0,1	
7	Жалюзийная решетка (первое боковое отверстие)	3,5	3,5
	Тройник на ответвление, $\alpha = 30^\circ$, $L_o/L_c = 0,5$ $d_o < d_c$: 200<250 на 2K $d_n < d_c$: 200<250 на 2K	0	
8	Жалюзийная решетка (первое боковое отверстие)	3,5	4,1
	Тройник на ответвление, $\alpha = 30^\circ$, $L_o/L_c = 0,3$ $d_o < d_c$: 180<325 на 5K $d_n < d_c$: 250<325 на 2K	0,6	
9	Жалюзийная решетка (первое боковое отверстие)	3,5	4,04
	Скругленное колено $r/d_o = 0,2$	0,44	
	Тройник на проход, $\alpha = 30^\circ$, $L_o/L_c = 0,5$ $d_o < d_c$: 200<280 на 3K $d_n < d_c$: 200<280 на 3K	0,1	
10	Тройник на ответвление, $\alpha = 30^\circ$, $L_o/L_c = 0,4$ $d_o < d_c$: 280<400 на 3K $d_n < d_c$: 325<400 на 2K	0,4	0,4
11	Тройник на ответвление, $\alpha = 30^\circ$, $L_o/L_c = 0,5$ $d_o < d_c$: 200<280 на 3K $d_n < d_c$: 200<280 на 3K	0,5	4
	Жалюзийная решетка (первое боковое отверстие)	3,5	
12	Жалюзийная решетка (первое боковое отверстие)	3,5	4,3
	Тройник на ответвление, $\alpha = 30^\circ$, $L_o/L_c = 0,2$ $d_o < d_c$: 180<450 на 8K $d_n < d_c$: 400<450 на K	0,8	

Расчет невязок:

$$\Delta(1 - 7) : [(Rl + Z)_1 - (Rl + Z)_7] / (Rl + Z)_1 = 72,56 \%;$$

$$\Delta(1,2-8) : [[(Rl + Z)_1 + (Rl + Z)_2] - (Rl + Z)_8] / [(Rl + Z)_1 + (Rl + Z)_2] = 17,36 \%;$$

$$\Delta(9 - 11) : [(Rl + Z)_9 - (Rl + Z)_{11}] / (Rl + Z)_9 = 3,99 \%;$$

$$\Delta(9,10 - 1,2,3) : [((Rl + Z)_9 + (Rl + Z)_{10}) - ((Rl + Z)_1 + (Rl + Z)_2 + (Rl + Z)_3)] / [(Rl + Z)_9 + (Rl + Z)_{10}] = 16,5 \%;$$

$$\Delta(12 - 1,2,3,4) : [(Rl + Z)_{12} - ((Rl + Z)_1 + (Rl + Z)_2 + (Rl + Z)_3 + (Rl + Z)_4)] / [(Rl + Z)_{12}] = 12,27 \%.$$

Так как невязка участков 7, 8, 9–10-го превышает допустимое значение (15 %), следовательно, на этих участках ставим диафрагмы. Подбор диафрагмы на 7-м участке по формуле (2.11):

$$P_{изб} = P_1 - P_7 = 217,547 - 170,545 = 47 \text{ Па},$$

$$P_{д7} = 47 \text{ Па}.$$

Коэффициент местного сопротивления диафрагмы, необходимой для погашения избыточного давления:

$$\xi_{д} = P_{изб} / P_{д7} = 47 / 47 = 1.$$

По прил. 14 определяем, что необходимый размер отверстия диафрагмы составляет $d = 169$ мм для $\xi_{д} = 0,8$ (значение коэффициента сопротивления близкое $\xi_{д} = 1$) при диаметре воздуховода на 7-м участке $d = 200$ мм.

Тогда суммарное значение коэффициента сопротивления на 7-м участке будет:

$$\Sigma \xi_7 = 3,5 + 0 + 0,8 = 4,3.$$

Определим потери давления в местных сопротивлениях:

$$Z_7 = 4,3 \cdot 46,956 = 201,91 \text{ Па}.$$

Определим суммарные потери давления на участке

$$P_7 = 6,201 + 201,91 = 208,11 \text{ Па}.$$

В итоге невязка после установки диафрагмы на 7-м участке будет:

$$\Delta(1-7) : [(Rl + Z)_1 - (Rl + Z)_7] / (Rl + Z)_1 = [217,547 - 208,11] / 217,547 = 4,54 \%.$$

Аналогично подбираются диафрагмы на 8-м и 9-м (10-м) участках.

Аэродинамический расчет воздухопроводов механической системы вентиляции
Таблица 2.4

№ уч.	$L, \text{ м}^3/\text{ч}$	$l, \text{ м}$	$d, \text{ мм}$	$F, \text{ м}^2$	$v, \text{ м/с}$	$\rho v^2/2$	$R/n, \text{ Па}$	$\Sigma \xi$	$Z, \text{ Па}$	$R/1+Z, \text{ Па}$
Расчетная ветвь										
1	1000	5,6	200	0,0314	8,846	46,9935	23,151	4,14	194,396	217,547
2	2000	3,4	250	0,049	11,338	76,9942	16,771	0,2	15,426	32,197
3	3000	1,5	325	0,083	10,04	60	4,357	0,3	18,145	22,502
4	5000	2,0	400	0,126	11,023	73,3942	5,378	0	0	5,378
5	6000	1	450	0,159	10,482	66,15	2,121	0,5	32,963	35,084
6	6000	3	500	0,196	8,503	43,35	3,838	1,4	60,739	64,577
Суммарные потери давления на главной расчетной ветви, Па										
										377,284
Расчет ответвлений										
7	1000	1,5	200	0,0314	8,846	46,9935	6,201	3,5	164,344	170,545
							Невязка в точке пересечения, %			27,6
8	1000	1,5	180	0,0255	10,893		10,283	4,1	291,911	302,194
							Сумма 1,2			249,744
							Невязка в точке пересечения, %			17,4
9	1000	3	200	0,0314	8,846	46,9935	12,403	4,04	189,7	202,103
10	2000	2	280	0,0615	9,033	77,0213	5,726	0,4	19,585	25,311
							Сумма 1,2,3			227,414
							Невязка в точке пересечения, %			272,246
11	1000	1,5	200	0,0314	8,846	46,9935	6,201	4	187,822	194,023
							Невязка в точке пересечения, %			3,998
12	1000	1,5	180	0,0255	10,893	71,6789	10,283	4,3	306,15	316,433
							Сумма 1,2,3,4			277,624
							Невязка в точке пересечения, %			12,265

2.2. Расчет воздуховодов для равномерной раздачи воздуха

Примером такого воздуховода может служить воздуховод, изображенный на рис. 2.3. Для равномерной раздачи воздуха достаточно постоянства статического давления по всей длине воздуховода

$$P_{ст} = \sum \xi \frac{\rho v^2}{2} = \text{const.} \quad (2.19)$$

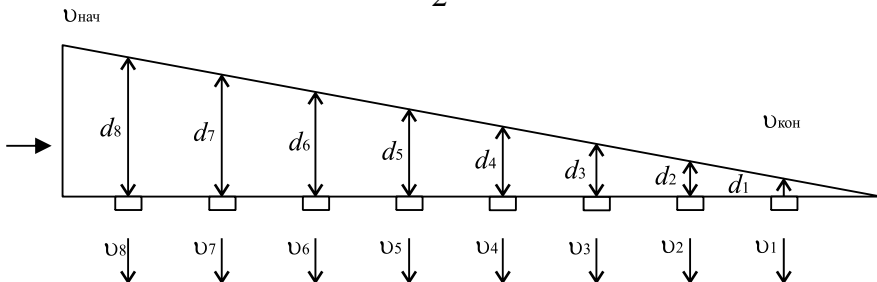


Рис. 2.3. Воздуховод для равномерной раздачи воздуха

Действительно, чтобы выполнялось равенство $v_8 = v_7 = v_6 = v_5 = v_4 = v_3 = v_2 = v_1$, необходимо, чтобы $\Delta P_1 = \Delta P_2 = \dots = \Delta P_8$,

т. к. $v_i = \sqrt{\frac{2\Delta P_i}{\rho}}$. Следовательно, $\Delta P_i = P_{ст i} - P_{атм} = \text{const}$. Отсюда

следует, что $P_{ст 1} = P_{ст 2} = \dots = P_{ст 8} = \text{const}$. Из уравнения Бернулли

$$P_{ст.н} + \frac{v_n^2 \rho}{2} = P_{ст.к} + \frac{v_k^2 \rho}{2} + \Delta P_{потери} \quad (2.20)$$

Отсюда при $P_{ст.н} = P_{ст.к}$ следует:

$$\Delta P_{потери} = \frac{\rho v_n^2}{2} - \frac{\rho v_k^2}{2}, \quad (2.21)$$

где v_n и v_k – начальные и конечные продольные (расходные) скорости воздуха в воздуховоде.

С другой стороны, $\Delta P_{\text{потери}} = \Sigma(Rl+Z)$ – общие потери давления на трение по длине и в местных сопротивлениях всех тройников на проход по магистрали.

Таким образом, разность динамических давлений в начале и в конце магистрали равна полным потерям давления на этой длине.

Желательно выбирать скорость из щелей (скорость выхлопа из щелей) наибольшей, а скорость воздуха в воздуховоде – наименьшей. В этом случае магистраль можно принять за камеру постоянного давления.

Считаем, что при выхлопе воздуха из щели теряется полностью динамическое давление

$$P_d = \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.22)$$

и потери давления вследствие поджатия и выхлопа воздуха струи (статическое давление) составят:

$$P_{\text{ст}} = \xi \frac{\rho v^2}{2} = 1,5 \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.23)$$

где $\xi = 1,5$ – коэффициент на местные сопротивления (на поджатие 0,5 и на выхлоп 1,0).

Для постоянства статического давления по длине магистрали необходимо обеспечить равенство

$$\frac{\rho v_n^2}{2} - \frac{\rho v_k^2}{2} = \Sigma(Rl+Z). \quad (2.24)$$

Примем такие величины диаметров магистрали, чтобы скорость после каждого тройника уменьшалась на одну и ту же величину:

$$\Delta v = (v_n - v_k)/n, \quad (2.25)$$

где n – число щелей в магистрали.

Потери давления в каждом тройнике, согласно теории профессора Д.Тома [6], можно определить по формуле

$$Z_i = 1/3 \left(\frac{\rho v_n^2}{2} - \frac{\rho v_k^2}{2} \right) = 1/3 \frac{\rho \Delta v^2}{2}. \quad (2.26)$$

Поскольку имеем n щелей, то

$$\Sigma Z_i = n Z_i = 1/3 \cdot n \frac{\rho \Delta v^2}{2}. \quad (2.27)$$

Пример 2.3. Расчет воздуховода для равномерной раздачи воздуха

Исходные данные

1. Рассчитать равномерную раздачу воздуха из восьми щелей, сделанных в круглом воздуховоде (см. рис. 2.3).
2. Количество воздуха, которое необходимо подать в каждую щель – $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$.
3. Расстояние между щелями – $1,5 \text{ м}$.
4. Скорость выхлопа воздуха из каждой щели – 5 м/с .
5. Плотность воздуха – $1,2 \text{ кг/м}^3$.

Порядок расчета

1. Динамическое давление в каждой щели определяем по формуле (2.22)

$$P_d = \frac{1,2 \cdot 5^2}{2} = 15 \text{ Па.}$$

2. Статическое давление в каждой щели определяем по формуле (2.23)

$$P_{ст} = 1,5 \frac{\rho v^2}{2} = 22,5 \text{ Па.}$$

3. Примем $v_n = 5 \text{ м/с}$; $v_k = 4 \text{ м/с}$, тогда располагаемое давление из формулы (2.21) будет:

$$\Delta P_d = \frac{1,2 \cdot 5^2}{2} - \frac{1,2 \cdot 4^2}{2} = 5,4 \text{ Па.}$$

4. Определим площадь, м^2 , и диаметр, м , начального сечения воздуховодов:

$$f_8 = \frac{L}{v_n 3600}; \quad (2.28)$$

$$d_8 = \sqrt{\frac{4f_8}{\pi}}. \quad (2.29)$$

Так что

$$f_8 = \frac{8 \cdot 1000}{5 \cdot 3600} = 0,444 \text{ м}^2;$$

$$d_8 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,444}{3,14}} = 0,752 \text{ м}.$$

5. Уменьшение скорости воздуха в каждом тройнике и потери в местных сопротивлениях по формулам (2.25), (2.26)

$$\Delta v = (4,5 - 3) / 8 = 0,188 \text{ м/с};$$

$$Z = 1/3 \cdot 8 \cdot \frac{1,2(0,188)^2}{2} = 0,05655 \text{ Па}.$$

6. Определим площадь и диаметр конечного участка по формулам (2.28) и (2.29):

$$f_1 = \frac{1 \cdot 1000}{4 \cdot 3600} = 0,0694 \text{ м}^2;$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,093}{3,14}} = 0,297 \text{ м}.$$

7. Удельные потери на трение

$$R_8^{уд} = \frac{\lambda_8}{d_8} \frac{\rho v_h^2}{2}, \quad (2.30)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения,

$$\lambda = \frac{0,182}{(Re_8)^{0,2}}, \quad (2.31)$$

где Re – число Рейнольдса:

$$Re_8 = \frac{v_h d}{\nu}, \quad (2.32)$$

$\nu = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ – коэффициент кинематической вязкости воздуха;

$$Re_8 = 5 \cdot 0,752 / (1,5 \cdot 10^{-5}) = 2,507 \cdot 10^5;$$

$$\lambda_8 = 0,182 / (2,507 \cdot 10^5)^{0,2} = 0,015;$$

$$R_8^{уд} = \frac{0,015}{0,752} \frac{1,2 \cdot 5^2}{2} = 0,302 \text{ Па/м.}$$

$$Re_1 = 4 \cdot 0,297 / 1,5 \cdot 10^{-5} = 0,792 \cdot 10^5;$$

$$\lambda_1 = 0,182 / (0,688 \cdot 10^5)^{0,2} = 0,0191;$$

$$R_1^{уд} = \frac{0,0191}{0,297} \frac{1,2 \cdot 4^2}{2} = 0,616 \text{ Па/м.}$$

8. Определим средние удельные потери:

$$R_{ср}^{уд} = \frac{R_1^{уд} + R_8^{уд}}{2}, \quad (2.33)$$

$$R_{ср}^{уд} = (0,616 + 0,302) / 2 = 0,459 \text{ Па/м.}$$

9. Определим общие потери давления на трение по длине и в местных сопротивлениях всех тройников на проход по магистрали из формулы (2.21):

$$\Sigma Rl = 0,459 \cdot 7 \cdot 1,5 = 4,8195 \text{ Па;}$$

$$\Delta P_{потери} = 4,8195 + 0,05655 = 4,876 \text{ Па.}$$

10. Сравним располагаемое давление с общими потерями по магистрали

$$\frac{\Delta P_{расп} - \Delta P_{потери}}{\Delta P_{расп}} 100 \%, \quad (2.34)$$

$$\Delta = \frac{5,4 - 4,876}{5,4} 100 \% = 9,7 \% < 10 \%,$$

следовательно, перерасчета делать не нужно.

Если невязка Δ оказывается больше 10 %, то надо менять значение начальной или конечной скорости и проводить расчет заново до удовлетворения $\Delta < 10 \%$.

11. Рассчитаем диаметры отдельных участков воздуховода:

$$d_7 = d_8 - (d_8 - d_1) / 7 = 0,752 - (0,752 - 0,297) / 7 = 0,687 \text{ м;}$$

$$d_6 = d_7 - (d_7 - d_1) / 6 = 0,687 - (0,799 - 0,297) / 6 = 0,622 \text{ м;}$$

$$d_5 = d_6 - (d_6 - d_1) / 5 = 0,622 - (0,723 - 0,297) / 5 = 0,557 \text{ м;}$$

$$d_4 = d_5 - (d_5 - d_1) / 4 = 0,557 - (0,647 - 0,297) / 4 = 0,492 \text{ м;}$$

$$d_3 = d_4 - (d_4 - d_1) / 3 = 0,492 - (0,571 - 0,297) / 3 = 0,427 \text{ м;}$$

$$d_2 = d_3 - (d_3 - d_1) / 2 = 0,362 - (0,495 - 0,297) / 2 = 0,362 \text{ м.}$$

2.3. Расчет воздуховодов для равномерного всасывания воздуха

Для обеспечения равномерного всасывания воздуха необходимо, чтобы вакуум по всей длине магистрали воздуховода был постоянным.

При работе вентилятора полная потеря давления растет по длине воздуховода. Это можно изобразить линией AB . Постоянство вакуума выразится некоторой горизонтальной линией CD (рис. 2.4).

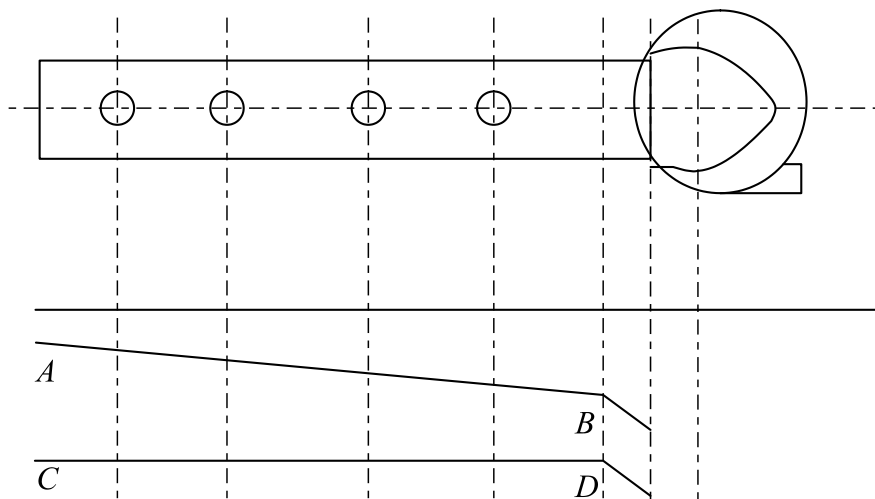


Рис. 2.4. Изменение давления по длине воздуховода

Разница ординат между наклонной линией AB и горизонтальной линией CD будет соответствовать динамическому давлению по длине магистрали $P_{\text{дин}} = \frac{\rho v^2}{2}$. Поэтому в магистрали скорость по направлению к вентилятору должна уменьшаться, а, следовательно, сечение воздуховода должно расти.

Для упрощения расчета потери давления на местные сопротивления в тройниках по длине магистрали примем условно равными нулю, поскольку они малы в сравнении с потерями на трение, как видно из предыдущей задачи.

Заметим, что чем более постоянна величина вакуума по длине магистрали, тем большей равномерностью всасывания обладает воздуховод.

Пример 2.4. Расчет воздуховода равномерного всасывания

Исходные данные

1. Рассчитать воздуховод равномерного всасывания (рис. 2.5), состоящий из тройников с малыми углами ответвлений к магистрали $\alpha = 25^\circ$.
2. Расходы на всех участках, сообщающихся с атмосферой, одинаковы и равны $L = 1000 \text{ м}^3/\text{ч}$.
3. Скорость на первом участке должна быть $v_1 = 6 \text{ м/с}$.
4. Длина каждого участка магистрали и ответвления $l = 5 \text{ м}$.
5. Температура воздуха $t = +15^\circ\text{C}$, барометрическое давление $P_{\text{бар}} = 745 \text{ мм рт. ст.}$

Порядок расчета

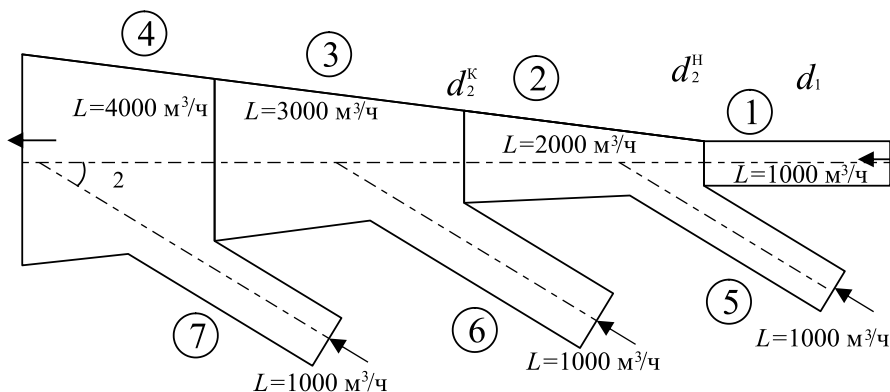


Рис. 2.5. Воздуховод равномерного всасывания воздуха

1. Для 1-го участка.

Сечение воздуховода определяем, м, по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4L}{\pi 3600 v_1}}, \quad (2.35)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1000}{3,14 \cdot 3600 \cdot 6}} = 0,243 \text{ м.}$$

Потери давления на трение определяем, Па, по формуле

$$Rl_1 = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \rho \frac{v_1^2}{2}. \quad (2.36)$$

Коэффициент гидравлического трения определим по формуле Блесса

$$\lambda_1 = 0,0125 + \frac{0,0011}{d_1}, \quad (2.37)$$

$$\lambda_1 = 0,0125 + \frac{0,0011}{0,248} = 0,017.$$

Расчетную плотность воздуха при заданных параметрах определим, кг/м³, по формуле

$$\rho = \rho_0 \frac{P}{P_0} \frac{T_0}{T}, \quad (2.38)$$

где $\rho_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при нормальных условиях;
 $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура воздуха при нормальных условиях;
 $P = 760 \text{ мм рт. ст.}$ – давление воздуха при нормальных условиях;

$$\rho = 1,2 \frac{745}{760} \frac{273 + 20}{273 + 15} = 1,197 \text{ кг/м}^3.$$

Тогда потери давления на трение по формуле (2.36) будут равны:

$$Rl_1 = 0,017 \frac{5}{0,243} 1,197 \frac{6^2}{2} = 7,537 \text{ Па.}$$

Потери давления на местные сопротивления определим, Па, по формуле

$$Z_1 = \Sigma \xi_1 \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.39)$$

где $\xi=1,15$ – коэффициент на местные сопротивления (вход в конус – 0,15; динамическое сопротивление за счет разгона воздуха до нужной величины – 1).

$$Z_1 = 1,15 \frac{1,197 \cdot 6^2}{2} = 24,78 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления на 1-ом участке:

$$(Rl + Z)_1 = 7,537 + 24,78 = 32,315 \text{ Па.}$$

2. Для 5-го и 2-го участков.

Сечение воздуховода $d_5 = d_1 = 0,243 \text{ м}$, следовательно, $v_5 = v_1 = 6 \text{ м/с}$.

Найдем скорость после смешения потоков 1 и 5, т. е. скорость в начале второго участка, м/с, по формуле

$$v_2^i = \frac{L_1}{L_2} v_1 \cos 0^\circ + \frac{L_5}{L_2} v_5 \cos 25^\circ, \quad (2.40)$$

$$v_2^H = \frac{1000}{2000} 6 \cdot 1 + \frac{1000}{2000} 6 \cdot 0,906 = 5,718 \text{ м/с.}$$

Тогда сечение воздуховода по формуле (2.35) будет равно:

$$d_2^H = \sqrt{\frac{4 \cdot 2000}{3,14 \cdot 3600 \cdot 5,718}} = 0,352 \text{ м.}$$

Потери давления на трение по формуле (2.36)

$$Rl_2 = 0,016 \frac{5}{0,352} 1,197 \frac{5,718^2}{2} = 4,447 \text{ Па,}$$

где коэффициент гидравлического трения по формуле (2.37)

$$\lambda_2 = 0,0125 + \frac{0,0011}{d_2} = 0,0125 + \frac{0,0011}{0,352} = 0,016.$$

Потери давления на местные сопротивления $Z_2 = 0$, т. к. на этом участке сопротивление только в тройнике, которым мы пренебрегаем.

Если в конце 2-го участка оставить сечение $d_2 = 0,352$ м, то потери давления в начале смешивания 2-го и 6-го участков будут:

$$(Rl + Z)_1 + (Rl + Z)_2 = 32,315 + 4,447 = 36,762 \text{ Па},$$

что больше $(Rl + Z)_1 = 32,315$ Па, а должно быть равенство (постоянство вакуума). Таким образом, выполняем перерасчет диаметров в соответствии с формулой Дарси-Вейсбаха:

$$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = \frac{d_2^5}{d_1^5} \cdot \frac{d_2}{d_1} = \left(\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} \right)^{1/5} ; d_2 = d_1 \left(\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} \right)^{1/5}, \quad (2.41)$$

$$d_2 = d_1 \left(\frac{36,762}{32,315} \right)^{1/5} = d_1 \cdot 1,026,$$

следовательно, в такое количество раз увеличиваем диаметр в начале смешивания 2 и 6 участков, т. е. в конце 2-го участка:

$$d_2^k = d_2^h \cdot 1,026 = 0,352 \cdot 1,026 = 0,361 \text{ м}.$$

Это обеспечит постоянство вакуума по всей длине 2-го участка 32,315 Па.

Скорость в конце 2-го участка, м/с, найдем из условия сохранения расхода:

$$v_2^k \frac{\pi (d_2^k)^2}{4} = v_2^h \frac{\pi (d_2^h)^2}{4} ; v_2^k = v_2^h \left(\frac{d_2^h}{d_2^k} \right)^2, \quad (2.42)$$

$$v_2^k = 5,718 \left(\frac{0,352}{0,361} \right)^2 = 5,436 \text{ м/с}.$$

3. Для 6-го и 3-го участков.

Сечение воздуховода $d_6 = d_1 = 0,243$ м, следовательно, $v_6 = v_1 = 6$ м/с.

Найдем скорость после смешения потоков 2 и 6, т. е. скорость в начале 3-го участка, м/с,

$$v_3^i = \frac{L_2}{L_3} v_2^{\hat{e}} \cos 0^\circ + \frac{L_6}{L_3} v_6 \cos 25^\circ, \quad (2.43)$$

$$v_3^i = \frac{2000}{3000} 5,436 \cdot 1 + \frac{1000}{3000} 6 \cdot 0,906 = 5,436 \text{ м/с.}$$

Тогда сечение воздуховода по формуле (2.35)

$$d_3^H = \sqrt{\frac{4 \cdot 3000}{3,14 \cdot 3600 \cdot 5,436}} = 0,442 \text{ м.}$$

Потери давления на трение по формуле (2.36)

$$Rl_3 = 0,015 \frac{5}{0,442} 1,197 \frac{5,436^2}{2} = 3,001 \text{ Па,}$$

где коэффициент гидравлического трения по формуле (2.37)

$$\lambda_3 = 0,0125 + \frac{0,0011}{0,442} = 0,015.$$

Потери давления на местные сопротивления $Z_3 = 0$.

Согласно формуле (2.41), определим сечение воздуховода в конце 3-го участка

$$d_3^K = 0,442 \left(\frac{32,315 + 3,001}{32,315} \right)^{1/5} = 0,4499 \text{ м.}$$

Согласно формуле (2.42), определим скорость в конце 3-го участка

$$v_3^K = 5,436 \left(\frac{0,442}{0,4499} \right)^2 = 5,247 \text{ м/с.}$$

4. Для 7-го и 4-го участка.

Сечение воздуховода $d_7 = d_1 = 0,243 \text{ м}$, следовательно,
 $v_7 = v_1 = 6 \text{ м/с.}$

Найдем скорость после смешения потоков 3 и 7, т. е. скорость в начале 4-го участка, м/с,

$$v_4^i = \frac{L_3}{L_4} v_3^e \cos 0^\circ + \frac{L_7}{L_4} v_7 \cos 25^\circ, \quad (2.44)$$

$$v_4^h = \frac{3000}{4000} 5,247 \cdot 1 + \frac{1000}{4000} 6 \cdot 0,906 = 5,294 \text{ м/с.}$$

Тогда сечение воздуховода по формуле (2.35)

$$d_4^h = \sqrt{\frac{4 \cdot 4000}{3,14 \cdot 3600 \cdot 5,294}} = 0,517 \text{ м.}$$

Потери давления на трение по формуле (2.36)

$$Rl_4 = 0,015 \frac{5}{0,517} 1,197 \frac{5,294^2}{2} = 2,433 \text{ Па,}$$

где коэффициент гидравлического трения по формуле (2.37)

$$\lambda_4 = 0,0125 + \frac{0,0011}{0,517} = 0,015.$$

Потери давления на местные сопротивления $Z_3 = 0$.

Согласно формуле (2.41) и (2.42), определим сечение воздуховода и скорость в конце 4-го участка

$$d_4^k = 0,517 \left(\frac{32,315 + 2,433}{32,315} \right)^{1/5} = 0,525 \text{ м.}$$

$$v_4^e = 5,294 \left(\frac{0,517}{0,525} \right)^2 = 5,135 \text{ м/с.}$$

2.3.1. Подбор диаметров ответвлений при расчете воздухопроводов

Как говорилось выше, из формулы Дарси-Вейсбаха при условии слабой зависимости λ от d , можно получить:

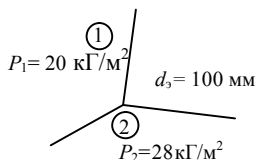
$$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = n = \frac{d_2^5}{d_1^5} \quad \text{или} \quad \frac{d_2}{d_1} = \sqrt[5]{\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2}}. \quad (2.45)$$

Пример 2.5. Подбор диаметров ответвлений при расчете воздухопроводов

Исходные данные

При расчете 1-го участка (см. рис. 2.5) была найдена потеря полного давления $\Delta P_1 = 20 \text{ кГ/м}^2 = 196,2 \text{ Па}$. Потеря полного давления по 2-му участку ($d_2 = 100 \text{ мм}$) получилась равной $\Delta P_2 = 28 \text{ кГ/м}^2 = 274,68 \text{ Па}$.

Как надо изменить диаметр воздухопровода 2-го участка, чтобы в нем получить полную потерю давления $\Delta P_2 = 20 \text{ кГ/м}^2 = 196,2 \text{ Па}$.



Порядок расчета

1. Найдем n по формуле (2.45)

$$n = \frac{28}{20} = 1,4.$$

2. Определим $n^{1/5}$:

$$n^{1/5} = 1,07.$$

3. Следовательно, диаметр d_2 нужно увеличить в 1,07 раза:

$$d_2 = d_1 \cdot 1,07 = 100 \cdot 1,07 = 107 \text{ мм}.$$

2.4. Закономерности струйного течения

2.4.1. Примеры расчетов устройств воздухораспределения на основе теории свободной изотермической струи

Свободной является струя, не ограниченная стенками. Свободные струи образуются при истечении в пространство, заполненное той же средой, находящейся в относительно спокойном состоянии. Так как струи воздуха движутся в воздушной же струе, с точки зрения гидравлики они являются затопленными. Если плотность струи и окружающего воздуха одина-

кова, то ось струи прямолинейна. При различной плотности ось струи искривляется.

Структура свободной изотермической струи приведена на рис. 2.6. В начальном сечении $A-B$ скорость потока во всех точках сечения одинакова. Осевая скорость на протяжении длины начального участка l_0 одинакова и равна скорости воздуха в выходном сечении v_0 . В области треугольника ABC во всех точках струи сохраняется одинаковая скорость $v_{\text{нач}}$.

Благодаря турбулентному перемешиванию с окружающим воздухом масса приточной струи по мере удаления от приточного отверстия возрастает, а скорость в ней уменьшается. Боковые границы струи соответствуют приблизительно лучам, исходящим из точки, называемой полюсом (точка 0).

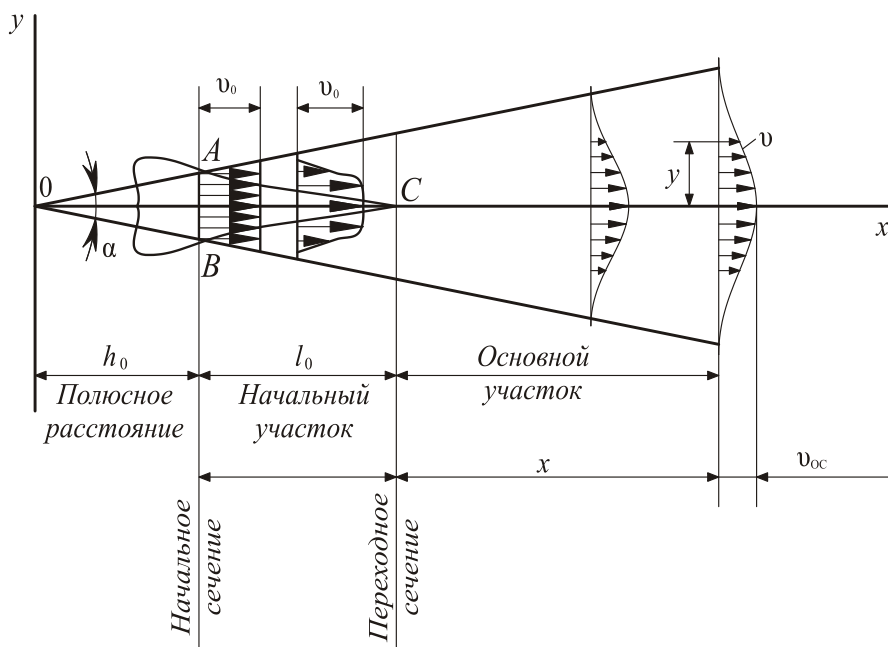


Рис. 2.6. Структура свободной изотермической струи

На структуру струи оказывает влияние начальная турбулентность: чем турбулентнее поток перед выходом из насадка, тем интенсивнее протекает перемешивание его с воздухом атмосферы, тем больше угол расширения струи α , тем короче длина начального участка и тем быстрее уменьшение осевой скорости в основном участке.

Основные параметры свободных струй, вытекающих из круглых и щелевых насадков, можно определить, используя формулы Г.Н. Абрамовича (табл. 2.5 и 2.5а), полученные на основании экспериментальных данных.

Таблица 2.5

Формулы для расчета свободных осесимметричных струй [27]

№ п/п	Наименование	Обозначение	Начальный участок струи	Основной участок струи
1	Длина начального участка струи	l_0	$0,335 \frac{d_0}{a} \quad (2.46)$	—
2	Осевая скорость	$\frac{v_x}{v_0}$	1	$\frac{0,48}{\frac{ax}{d_0} + 0,145} \quad (2.47)$
3	Расход	$\frac{L_x}{L_0}$	$1 + 1,52 \frac{ax}{d_0} + 5,28 \left(\frac{ax}{d_0} \right)^2 \quad (2.48)$	$4,36 \left(\frac{ax}{d_0} + 0,145 \right) \quad (2.49)$
4	Средние скорости по площади	$\frac{v_{xF}}{v_0}$	$\frac{1 + 1,52 \frac{ax}{d_0} + 5,28 \left(\frac{ax}{d_0} \right)^2}{1 + 13,6 \frac{ax}{d_0} + 46,24 \left(\frac{ax}{d_0} \right)^2} \quad (2.50)$	$\frac{0,0945}{\frac{ax}{d_0} + 0,145} \quad (2.51)$
5	Средние скорости по расходу	$\frac{v_{xL}}{v_0}$	$\frac{1}{1 + 1,52 \frac{ax}{d_0} + 5,28 \left(\frac{ax}{d_0} \right)^2} \quad (2.52)$	$\frac{0,226}{\frac{ax}{d_0} + 0,145} \quad (2.53)$

Окончание табл. 2.5

№ п/п	Наименование	Обозначение	Начальный участок струи	Основной участок струи
5	Средние скорости по расходу	$\frac{v_{xL}}{v_0}$	$\frac{1}{1 + 1,52 \frac{ax}{d_0} + 5,28 \left(\frac{ax}{d_0} \right)^2} \quad (2.52)$	$\frac{0,226}{\frac{ax}{d_0} + 0,145} \quad (2.53)$
6	Диаметр струи	$\frac{d_x}{d_0}$	$1 + 6,8 \frac{ax}{d_0} \quad (2.54)$	$6,8 \left(\frac{ax}{d_0} + 0,145 \right) \quad (2.55)$
7	Средний перепад температур (концентраций) на оси струи	$\frac{t_x - t_B}{t_0 - t_B}$	$\frac{1}{1 + 1,52 \frac{ax}{d_0} + 5,28 \left(\frac{ax}{d_0} \right)^2} \quad (2.56)$	$\frac{0,226}{\frac{ax}{d_0} + 0,145} \quad (2.57)$

Таблица 2.5а

Формулы для расчета свободных плоских струй [27]

№ п/п	Наименование	Обозначение	Начальный участок струи	Основной участок струи
1	Длина начального участка струи	l_0	$0,515 \frac{b_0}{a} \quad (2.58)$	–
2	Осевая скорость	$\frac{v_x}{v_0}$	1	$\frac{0,848}{\sqrt{\frac{ax}{b_0} + 0,205}} \quad (2.59)$
3	Расход	$\frac{L_x}{L_0}$	$1 + 0,86 \frac{ax}{b_0} \quad (2.60)$	$\frac{1,7}{\sqrt{\frac{ax}{b_0} + 0,205}} \quad (2.61)$
4	Средние скорости по площади	$\frac{v_{xF}}{v_0}$	$\frac{1 + 0,86 \frac{ax}{b_0}}{1 + 4,8 \frac{ax}{b_0}} \quad (2.62)$	$\frac{0,347}{\sqrt{\frac{ax}{b_0} + 0,205}} \quad (2.63)$

Окончание табл. 2.5а

№ п/п	Наименование	Обозначение	Начальный участок струи	Основной участок струи
5	Средние скорости по расходу	$\frac{v_{xL}}{v_0}$	$\frac{1}{1 + 0,86 \frac{ax}{b_0}} \quad (2.64)$	$\frac{0,58}{\sqrt{\frac{ax}{b_0} + 0,205}} \quad (2.65)$
6	Толщина струи	$\frac{b_x}{b_0}$	$4,8 \left(\frac{ax}{b_0} + 1 \right) \quad (2.66)$	$4,8 \left(\frac{ax}{b_0} + 0,205 \right) \quad (2.67)$

Формулы, приведенные в табл. 2.5, 2.5а, широко применяются при проектировании и расчете систем вентиляции. Они позволяют определять обеспеченность параметров микроклимата в проектируемом помещении.

В эти формулы для расчета свободных струй входит параметр турбулентности a , характеризующий степень турбулентности потока в насадке.

Параметр турбулентности влияет на структуру струи, зависит от геометрии и формы исполнения насадка. Наиболее используемые конструкции насадка и значения параметра турбулентности для них приведены в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Параметр турбулентности a

Конструкция насадка	a
Цилиндрический насадок с поджатием	0,07
Цилиндрический насадок без поджатия	0,08
Щелевидный насадок с поджатием	0,09
Щелевидный насадок без поджатия	0,12
Квадратный насадок	0,09–0,1
Прямоугольный насадок с направляющими лопатками на выходе	0,17–0,2

Обнаружено, что свободная струя, выходящая из прямоугольного отверстия, деформируется, принимая в сечении форму, приближающуюся к кругу.

Пример 2.6. Определение скорости воздуха и диаметра струи

Исходные данные

1. Диаметр выходного отверстия цилиндрического насадка с поджатием – $d_0 = 300$ мм.

2. Скорость выхода воздуха – $v_0 = 10$ м/с.

Определить скорость воздуха и диаметр струи на расстоянии $x = 2$ м от начального сечения насадка.

Порядок расчета

1. Определим длину начального участка струи по формуле (2.46)

$$l_0 = 0,335 \frac{0,3}{0,07} = 1,44 \text{ м},$$

где $a = 0,07$ для цилиндрического насадка с поджатием (табл. 2.6).

Так как $x = 2 \text{ м} > l_0 = 1,44 \text{ м}$, то заданное сечение находится на основном участке, следовательно, для расчета используем формулы для основного участка (табл. 2.5а).

2. Определим осевую скорость струи на расстоянии $x = 2$ м по формуле (2.47)

$$v_x = 10 \frac{0,48}{0,07 \frac{2}{0,3} + 0,145} = 7,85 \text{ м/с}.$$

3. Определим среднюю скорость по расходу и по площади по формулам (2.53), (2.51):

$$\overline{v_{xL}} = 10 \frac{0,226}{0,07 \frac{2}{0,3} + 0,145} = 3,7 \text{ м/с};$$

$$\overline{v_{xF}} = 10 \frac{0,0945}{0,07 \frac{2}{0,3} + 0,145} = 1,54 \text{ м/с}.$$

4. Теоретический диаметр струи на расстоянии $x = 2$ м по формуле (2.55)

$$d_x = 0,3 \cdot 6,8 \left(0,07 \frac{2}{0,3} + 0,145 \right) = 1,248 \text{ м.}$$

5. Определим количество приточного воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$, по формуле

$$L_0 = v_0 F_0 = v_0 \frac{\pi d_0^2}{4}, \quad (2.68)$$

$$L_0 = 10 \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} = 0,7065 \text{ м}^3/\text{с.}$$

6. Расход воздуха на расстоянии $x = 2$ м по формуле (2.49)

$$L_x = 0,7065 \cdot 4,36 \left(0,07 \frac{2}{0,3} + 0,145 \right) = 1,886 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Пример 2.7. Определение скорости воздуха и диаметра струи

Исходные данные

Произвести расчет по условиям примера 2.6, но определить скорость воздуха и диаметр струи на расстоянии $x = 1$ м от начального сечения насадка.

Порядок расчета

Так как $x = 1 \text{ м} < l_0 = 1,44 \text{ м}$, то заданное сечение находится на начальном участке, следовательно, для расчета используем формулы для начального участка (табл. 2.5):

$$v_x = v_0 = 10 \text{ м/с;}$$

$$\overline{v_{xF}} = 0,3 \left(\frac{1 + 1,52 \frac{0,07 \cdot 1}{0,3} + 5,28 \left(\frac{0,07 \cdot 1}{0,3} \right)^2}{1 + 13,6 \frac{0,07 \cdot 1}{0,3} + 46,24 \left(\frac{0,07 \cdot 1}{0,3} \right)^2} \right) = 2,45 \text{ м/с;}$$

$$\overline{v_{xL}} = 0,3 \left(\frac{1}{1 + 1,52 \frac{0,07 \cdot 1}{0,3} + 5,28 \left(\frac{0,07 \cdot 1}{0,3} \right)^2} \right) = 6,09 \text{ м/с.}$$

$$d_x = 0,3 \left(6,8 \frac{0,07 \cdot 1}{0,3} + 1 \right) = 0,776 \text{ м;}$$

$$L_x = 0,7065 \left(1 + 1,52 \frac{0,07 \cdot 1}{0,3} + 5,28 \left(\frac{0,07 \cdot 1}{0,3} \right)^2 \right) = 1,06 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Пример 2.8. Расчет приточного перфорированного воздуховода, выполненного в виде дырчатого потолка

Исходные данные

1. Количество приточного воздуха $L_0 = 3000 \text{ м}^3/\text{ч}$.
2. Размеры вентилируемого помещения: длина $l = 12 \text{ м}$, ширина $b = 6 \text{ м}$, расстояние от пола до потолка $h = 4 \text{ м}$.
3. Температура приточного воздуха $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.
4. Перфорированный потолок изготовлен из гипсовых плит толщиной $\delta = 24 \text{ мм}$.
5. Относительная площадь живого сечения потолка – 60 %.

Порядок расчета

1. Примем диаметр одного отверстия $d_0 = 6 \text{ мм} = 0,006 \text{ м}$.
2. При истечении воздуха через отверстия перфорированного потолка, согласно исследованиям, турбулентный режим обеспечивается уже при значении критерия Рейнольдса $Re = 1500$. Определим скорость истечения воздуха, м/с, из условия, что $Re = Re_{кр} = 1500$:

$$v_0 = \frac{Re \cdot v}{d_0}, \quad (2.69)$$

где $\nu = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ – коэффициент кинематической вязкости воздуха при $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$\nu_0 = \frac{1500 \cdot 1,5 \cdot 10^{-5}}{0,006} = 3,75 \text{ м/с.}$$

3. Определим скорость на расстоянии $x = 2 \text{ м}$ от перфорированного потолка (т. е. 2 м от пола, что соответствует рабочей зоне). Длина начального участка по формуле (2.4.6)

$$l_0 = 0,335 \frac{0,006}{0,07} = 0,029 \text{ м,}$$

значит при $l_0 = 2 \text{ м}$ имеем основной участок, тогда скорость определяем по формуле (2.47):

$$\nu_x = 3,75 \frac{0,48}{0,07 \frac{2}{0,006} + 0,145} = 0,077 \text{ м/с.}$$

Полученное значение скорости удовлетворяет требованиям микроклимата (табл. 3.2).

4. Найдем число отверстий, шт., в потолке

$$n = \frac{L_0}{3600 f \mu \nu_0}, \quad (2.70)$$

где $f = \frac{\pi d_0^2}{4}$ – площадь одного отверстия, м^2 ; $\mu = 0,78$ – коэффициент расхода,

$$n = \frac{3000}{3600 \frac{3,14 \cdot 0,006^2}{4} 0,78 \cdot 3,75} = 10081 \text{ шт.}$$

5. Определим расстояние между отверстиями, м, исходя из условия их равномерного распределения по потолку

$$m = \sqrt{\frac{F_d}{n}}, \quad (2.71)$$

где F_d – площадь потолка, м^2 , занятая отверстиями

$$m = \sqrt{\frac{6 \cdot 12 \cdot 0,6}{10081}} = 0,065 \text{ м.}$$

6. Найдем гидравлическое сопротивление, Па, перфорированного потолка

$$P = \sum (Rl + Z), \quad (2.72)$$

где Rl – потери давления на трение, Па; Z – потери на местные сопротивления, Па.

Так как потери давления на трение намного меньше потерь давления на местные сопротивления, то ими можно пренебречь, тогда формула (2.72) переписывается в виде:

$$P = Z = \sum \xi \left(\rho \frac{v_0^2}{2} \right), \quad (2.73)$$

где $\xi = 1,5$ – коэффициент на местные сопротивления (на выхлоп и поджатие струи).

$$Z = 1,5 \cdot 1,2 \frac{3,75^2}{2} = 12,7 \text{ Па.}$$

2.4.2. Движение неизотермической свободной струи

Различие в температурах воздуха, истекающего из отверстия, и окружающей среды вызывает проявление подъемных сил, струя искривляет ось симметрии и в зависимости от соотношения температур окружающей среды и воздуха, истекающего из отверстия, ось будет отклоняться вверх или вниз по отношению к оси изотермической струи. Расчет таких струй покажем на примерах 2.9 и 2.10.

Пример 2.9. Расчет высоты установки воздушного агрегата

Исходные данные

1. Производительность воздушного агрегата $L_0 = 1000 \text{ м}^3/\text{ч}$.
2. Начальная температура воздуха, выходящего из насадка, $t_0 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, температура воздуха в помещении $t_b = 15 \text{ }^\circ\text{C}$.

3. Насадок для подачи воздуха размером $a \times b = 200 \times 300$ мм снабжен направляющими лопатками В.В. Батурина с углом наклона к горизонту $\alpha = 45^\circ$.

На какой высоте от пола следует расположить агрегат воздушного отопления (рис. 2.7), чтобы ось воздушного потока не дошла до пола на 1м.

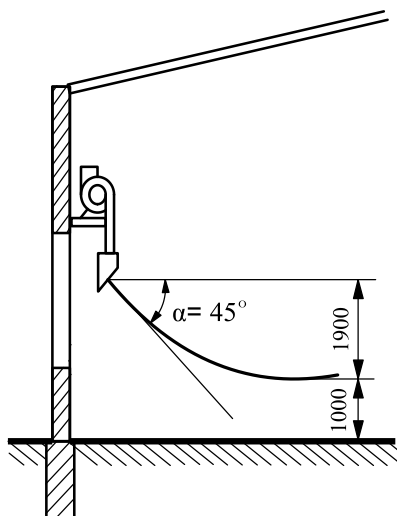


Рис. 2.7. Схема размещения агрегата воздушного отопления

Порядок расчета

1. Определим начальную скорость истечения воздуха, м/с, из насадка

$$v_0 = \frac{L_0}{3600ab}, \quad (2.74)$$

$$v_0 = \frac{1000}{3600 \cdot 0,2 \cdot 0,3} = 4,63 \text{ м/с.}$$

2. Определим эквивалентный по площади диаметр насадка, м,

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F}{\pi}}, \quad (2.75)$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,2 \cdot 0,3}{3,14}} = 0,276 \text{ м.}$$

3. Определим критерий Архимеда по формуле

$$Ar = \frac{g d_0}{v_0^2} \frac{T_0 - T_B}{T_B}, \quad (2.76)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; T_0, T_B – температура воздуха, К, выходящего из насадка, и окружающего соответственно

$$Ar = \frac{9,81 \cdot 0,276}{4,63^2} \frac{(273 + 40) - (273 + 15)}{273 + 15} = 0,011.$$

4. Определим безразмерную ординату вершины струи по формуле И.А. Шепелева:

$$\overline{y_B} = \frac{y_B}{d_0} = 0,350 \sin \alpha \sqrt[3]{\frac{\sin^2 \alpha}{a \cdot Ar^2}}, \quad (2.77)$$

где $a = 0,2$ – коэффициент, характеризующий начальную турбулентность для прямоугольного насадка с направляющими лопатками на выходе (см. табл. 2.6).

$$\overline{y_B} = 0,350 \cdot 0,707 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,707^2}{0,2 \cdot 0,011^2}} = 7.$$

Тогда ордината вершины струи, м, получится равной

$$y_B = \overline{y_B} \cdot d_0, \quad (2.78)$$

$$y_B = 7 \cdot 0,276 = 1,933 \text{ м.}$$

5. Центр насадка агрегата воздушного отопления следует расположить по условиям задачи на высоте:

$$H = 1,933 + 1 = 2,933 \text{ м.}$$

6. Определим продольную координату вершины струи:

$$\overline{x_B} = 0,583 \cos \alpha \cdot \sqrt[3]{\frac{\sin^2 \alpha}{a \cdot Ar^2}}, \quad (2.79)$$

$$\overline{x}_B = 0,583 \cdot 0,707 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,707^2}{0,2 \cdot 0,011^2}} = 11,3.$$

Тогда продольная координата вершины струи, м, будет равна:

$$x_B = \overline{x}_B d_0. \quad (2.80)$$

$$x_B = 11,3 \cdot 0,276 = 3,1 \text{ м.}$$

Пример 2.10. Построение изогнутой оси потока холодного воздуха, поступающего через фрамугу

Исходные данные

1. Фрамуга расположена на высоте 5 м от пола ($\alpha = 0^\circ$).
2. Площадь фрамуги 1×1 м ($d_0 = 1$ м).
3. Начальная скорость истечения воздуха в плоскости фрамуги $v_0 = 2$ м/с.
4. Температура наружного воздуха $t_0 = -13^\circ \text{C}$, температура воздуха в помещении $t_B = 27^\circ \text{C}$.

Определить скорость и температуру воздуха по оси потока у пола.

Порядок расчета

1. Определим критерий Архимеда по формуле (2.76)

$$\text{Ar} = \frac{9,81 \cdot 1}{2^2} \frac{(273 - 13) - (273 + 27)}{273 + 27} = -0,327.$$

2. Вычислим безразмерные координаты \overline{x} и \overline{y} при горизонтальном истечении воздуха по формуле

$$\overline{y} = \text{Ar} \cdot \overline{x}^2 (0,51a\overline{x} + 0,35), \quad (2.81)$$

где $a = 0,1$ – коэффициент, характеризующий начальную турбулентность для квадратного насадка (табл. 2.6),

$$\overline{y} = -0,327 \overline{x}^2 (0,051\overline{x} + 0,35).$$

Задаваясь различными значениями \bar{x} , получим соответствующие значения \bar{y} :

\bar{x}	1	2	3	4	5
\bar{y}	-0,136	-0,59	-1,49	-2,9	-4,95

3. Определим значения x и y по формулам (2.78) и (2.80). Так как в данном примере $d_0 = 1$ м, то эти значения будут равны значениям \bar{x} и \bar{y} . По полученным значениям x и y построим ось потока (рис. 2.8).

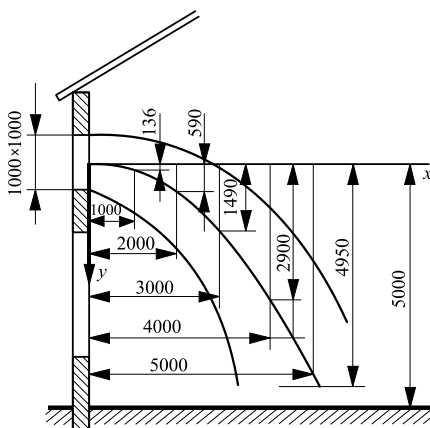


Рис. 2.8. Поступление холодной струи в помещение

4. Определим составляющие скорости в конце струи. Горизонтальная составляющая скорости, м/с, в конце струи:

$$\omega_x = 0,48 \frac{v_0}{a \frac{x}{\cos \alpha} + 0,145}, \quad (2.82)$$

$$\omega_x = 0,48 \frac{2}{0,1 \frac{5}{1} + 0,145} = 1,49 \text{ м/с.}$$

Вертикальная составляющая скорости в конце струи, м/с,

$$\omega_y = 0,73 \operatorname{Ar} \cdot v_0 \frac{\bar{x}}{\cos \alpha}, \quad (2.83)$$

$$\omega_y = 0,73 \cdot (-0,327) \cdot 2 \frac{5}{1} = -2,39 \text{ м/с.}$$

Фактическая скорость, м/с, по оси струи

$$\omega_{\text{ос}} = \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2} = \sqrt{1,49^2 + (-2,39)^2} = 2,82 \text{ м/с.}$$

5. Определим температурный перепад и температуру по оси струи, °С, у пола

$$t_x - t_B = 0,35 \frac{(t_0 - t_B)}{a \frac{\bar{x}}{\cos \alpha} + 0,145}, \quad (2.84)$$

$$t_x - t_B = 0,35 \frac{(-13 - 27)}{0,1 \frac{5}{1} + 0,145} = -21,7 \text{ °С.}$$

Соответственно температура струи у пола

$$t_x = -21,7 + t_B = -21,7 + 27 = 5,3 \text{ °С.}$$

По расчетам получена слишком низкая для рабочей зоны температура воздуха (табл. 3.4), воздух желательно подогреть.

2.4.3. Стесненные струи

Стесненные струи – струи, которые распространяются в пространстве конечных размеров, когда ограждения влияют на развитие струи. Развитие стесненных струй отличается от свободных (рис. 2.9).

Вблизи приточного отверстия струя развивается по закону свободной до тех пор, пока ее сечение не займет 25 % площади поперечного сечения помещения (I критическое сечение). Расширение продолжается до II критического сечения, при котором струя может занять 42–45 % площади поперечного сечения помещения. За II критическим сечением расход воздуха в струе фактически равен нулю. Струя распадается или сужается. При

этом части массы воздуха движутся в обратном направлении (обратные потоки) и удаляются вытяжными устройствами, а частично эжектируются струей на участках расширения.

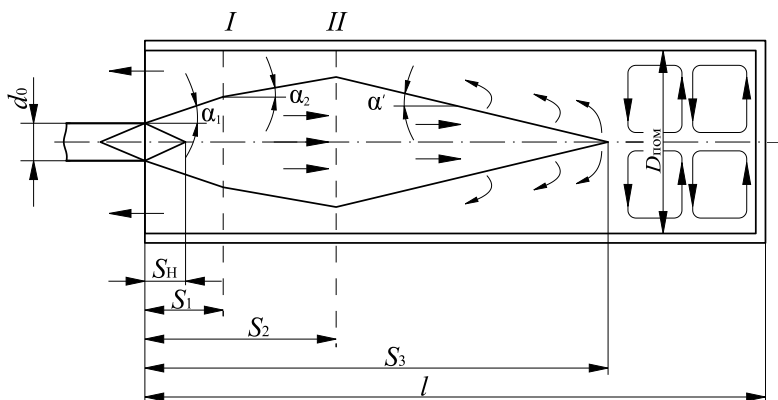


Рис. 2.9. Схема изотермической круглой осесимметричной струи, вытекающей в тупик:

S_H – начальный участок (аналогичный соответствующему участку свободной струи); S_1 – участок свободного расширения (включает в себя начальный участок); S_2 – S_1 – участок стесненного расширения; S_3 – участок сужения или распада; α_1 – угол свободного расширения; α_2 и α' – углы стесненного расширения и сужения

Расчет стесненных струй производится по формулам Г.А. Максимова. В табл. 2.7 приведены упрощенные формулы для расчета тупиковой осесимметричной изотермической струи.

Для стесненных струй кроме комплекса, характерного для свободных струй $\frac{ax}{d_0}$, определяющей характеристикой является степень их стеснения

$$u_0 = \frac{F_0}{F_{\Pi}} = \frac{d_0^2}{D_{\Pi}^2}, \quad (2.96)$$

где F_0 – площадь выходного отверстия насадка; F_{Π} – площадь поперечного сечения помещения; D_{Π} – характерный размер помещения.

Таблица 2.7

Формулы для расчета тупиковых осесимметричных струй [27]

Участок струи	S_n	S_1	S_2	S_3
Относительная длина участка	$\frac{S_n}{d_0} = \frac{1}{a} \left(\frac{0,025}{\sqrt{u_0}} - 0,13 \right) \quad (2.85)$	$\frac{S_1}{d_0} = \frac{1}{a} \left(\frac{0,0625}{\sqrt{u_0}} - 0,13 \right) \quad (2.86)$	$\frac{S_2}{d_0} = \frac{1}{a} \left(\frac{0,13}{\sqrt{u_0}} - 0,13 \right) \quad (2.87)$	$\frac{S_3}{d_0} = \frac{0,33}{\operatorname{tg} \alpha'} \sqrt{u_0} + \frac{1}{a} \left(\frac{0,13}{\sqrt{u_0}} - 0,13 \right) \quad (2.88)$
Формула действительная	от 0 до S_n	от S_n до S_1	от S_1 до S_2	от S_2 до S_3
Относительный диаметр $\frac{d_x}{d_0}$	$1 + 7,52 \frac{ax}{d_0} \quad (2.89)$			
Относительная площадь $\frac{F_x}{F_0}$	$\left(1 + 7,52 \frac{ax}{d_0} \right)^2 \quad (2.92)$			
Относительная осевая скорость $\frac{v_x}{v_0}$	$\left[\frac{0,384 + \frac{0,29}{\sqrt{u_0}} + \frac{2,89 ax}{d_0}}{0,66 + \frac{2 \operatorname{tg} \alpha'}{a} \sqrt{u_0} - \frac{x}{d_0} 2 \operatorname{tg} \alpha'} \right]^2 \quad (2.93)$			
	$\left[\frac{0,443}{\frac{ax}{d_0} + 0,13} - \sqrt{u_0} \right] < 1 \quad (2.95)$			

Пример 2.11. Расчет стесненной струи

Исходные данные

1. Воздух подается и извлекается из помещения со стороны одного и того же торца здания.

2. Диаметр приточного патрубка $d_0 = 500$ мм.

3. Высота помещения $h = 5$ м, ширина $a = 4,5$ м, длина $b = 10$ м.

4. В помещении имеются избытки тепла за счет производственного процесса, составляющие $q_v = 24$ Вт/м³.

5. Температура наружного воздуха $t_0 = 21$ °С.

Определить диаметр струи на расстоянии $x = 4$ м от приточного патрубка (в рабочей зоне) и скорость истечения воздуха из приточного патрубка, если в рабочей зоне проводятся работы средней тяжести категории Па.

Порядок расчета

1. Определим гидравлический диаметр помещения, м, и примем его за расчетный по формуле

$$D_{\Pi} = d_r = \frac{4F_{\Pi}}{P_{\Pi}} = \frac{4(ha)}{2(h+a)}, \quad (2.97)$$

где P_{Π} – периметр помещения, м,

$$D_{\Pi} = \frac{2(5 \cdot 4,5)}{5 + 4,5} = 4,74 \text{ м.}$$

2. Определим $\sqrt{u_0}$ с использованием формулы (2.96)

$$\sqrt{u_0} = \sqrt{\left(\frac{0,5}{4,74}\right)^2} = 0,1055.$$

3. Определяем длины участков S_1 и S_2 по формулам (2.86) и (2.87)

$$S_1 = \frac{0,5}{0,07} \left(\frac{0,0625}{0,1055} - 0,13 \right) = 3,28 \text{ м,}$$

$$S_2 = \frac{0,5}{0,07} \left(\frac{0,13}{0,1055} - 0,13 \right) = 7,85 \text{ м,}$$

где $a = 0,07$ для цилиндрического насадка с поджатием (см. табл. 2.6).

Таким образом, $x = 4$ м находится на расчетном участке от S_1 до S_2 .

4. Определим диаметр струи на расстоянии $x = 4$ м по формуле (2.90)

$$d_x = 0,5 \left(0,384 + \frac{0,29}{0,1055} + 2,89 \cdot 0,07 \frac{4}{0,5} \right) = 2,38 \text{ м.}$$

5. Определим относительную осевую скорость на расстоянии $x = 4$ м по формуле (2.95):

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{0,443}{0,07 \frac{4}{0,5} + 0,133} - 0,1055 = 0,534 < 1.$$

Полагая $v_x = v_{\text{доп}} = 0,4$ м/с (табл. 3.4), определим скорость истечения воздуха из приточного патрубка

$$v_0 = \frac{v_{\text{доп}}}{0,534} = \frac{0,4}{0,534} = 0,75 \text{ м/с.}$$

6. Определим расход воздуха, м³/ч, для общеобменной вентиляции исходя из допустимой скорости по формуле

$$L_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} v_0 3600, \quad (2.98)$$

$$L_0 = \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} 0,75 \cdot 3600 = 530 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

7. Определим температуру уходящего воздуха по формуле (3.5):

$$t_y = 26 + (5 - 1,5)1,5 = 31,25 \text{ }^\circ\text{C},$$

где $\text{grad } t = 1,5 \text{ }^\circ\text{C/м}$ (для $q_a = 24 \text{ Вт/м}^3$ по табл. 3.4).

8. Определим количество воздуха, м³/ч, которое необходимо удалить из помещения, из балансового соотношения по теплу в помещении:

$$L'_0 c \rho (t_y - t_0) = V q_a, \quad (2.99)$$

$$L'_0 = \frac{V q_{\text{я}}}{c \rho (t_y - t_0)} 3600, \quad (2.100)$$

$$L'_0 = \frac{(5 \cdot 4,5 \cdot 10) \cdot 24 \cdot 10^{-3}}{1,005 \cdot 1,2 (31,25 - 21)} 3600 = 1580 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Из сравнения полученных результатов ($L_0 < L'_0$) видно, что избыточное технологическое тепло через общеобменную вентиляцию не может быть отведено. Для его отведения необходимо воспользоваться другими техническими средствами, например, местными отсосами.

2.5. Вытяжные зонты

Вытяжные зонты применяются в случаях, когда выделяющиеся вредности легче окружающего воздуха и поток вредных выделений направлен вверх.

Вытяжные зонты являются несовершенным типом местных отсосов вследствие незащищенности пространства между источником выделения вредностей и воздухом помещения. Последний свободно подтекает к зоне всасывающего зонта, тем самым увеличивая объем воздуха, подлежащего удалению.

Пример 2.12. Расчет зонта для улавливания ненаправленного потока

Исходные данные

1. Ванна для окраски деталей имеет размеры $b \times g = 1 \times 0,8$ м; высота от борта ванны до зонта $y_1 = 0,7$ м (рис. 2.10).
2. Скорость распространения паров краски $v_{\text{п}} = 0,15$ м/с.
3. Угол раскрытия зонта $\alpha = 60^\circ$; высота зонта $H = 1,21$ м.
4. Скорость всасывания паров у поверхности ванны – $v_{xy} = 0,25$ м/с (скорость следует принимать равной $(1,5-1,7) v_{\text{п}}$ (у борта в точке А)).

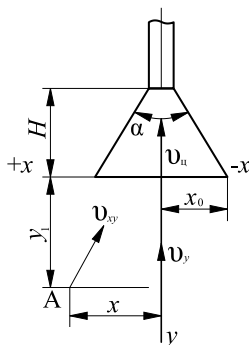


Рис. 2.10. Зонт для улавливания ненаправленного потока

Порядок расчета

1. Габариты зонта принимаем на 0,2 м больше габаритов ванны с каждой стороны: $a \times b = 1,4 \times 1,2$ м.
2. Эквивалентный диаметр зонта, м:

$$d_{\text{эк}} = \frac{2ab}{a + b}, \quad (2.101)$$

$$d_{\text{эк}} = \frac{2 \cdot 1,4 \cdot 1,2}{1,4 + 1,2} = 1,29 \text{ м}.$$

3. Определим относительные величины размеров зонта в долях эквивалентного диаметра:

$$\bar{x}_0 = \frac{x_0}{d_{\text{эк}}} = \frac{0,7}{1,29} = 0,54;$$

$$\bar{\delta} = \frac{\delta}{d_{\text{эк}}} = \frac{0,5}{1,29} = 0,38;$$

$$\bar{\delta}_1 = \frac{\delta_1}{d_{\text{эк}}} = \frac{0,7}{1,29} = 0,54;$$

$$\bar{I} = \frac{I}{d_{\text{эк}}} = \frac{1,21}{1,29} = 0,95,$$

где $x_0 = a/2 = 0,7 \text{ м}$ – расстояние от оси зонта до его края;
 $x = b/2 = 0,5 \text{ м}$ – расстояние от оси ванны до ее края.

4. По графику (прил. 15) находим для $\bar{\sigma}_1 = 0,54$ значение относительной скорости по оси зонта: $v_y / v_{ц} = 0,26$.

5. Определяем скорость в центре зонта $v_{ц}$, при которой будет обеспечена скорость v_{xy} в плоскости источника выделения вредности, м/с:

$$v_{ц} = \frac{v_{xy}}{\frac{v_y}{v_{ц}} - 0,1 \frac{x_0^2}{x_0 - (y_1 + 0,27)\sqrt{H}}} \quad (2.102)$$

$$v_{ц} = \frac{0,25}{0,26 - 0,1 \frac{0,38^2}{0,54^2 - (0,54 + 0,27)\sqrt{0,95}}} = 1,02 \text{ м/с.}$$

6. Относительная скорость в центре зонта при $\alpha = 60^\circ$ по графику (прил. 16) $\eta = v_0 / v_{ц} = 1$.

7. Средняя скорость всасывания газов под зонт, м/с:

$$v_0 = \eta \cdot v_{ц}, \quad (2.103)$$

$$v_0 = 1 \cdot 1,02 = 1,02 \text{ м/с.}$$

8. Объем отсасываемого воздуха, м³/ч, составит:

$$L = F \cdot v_0 = 3600 \cdot a \cdot b \cdot v_0, \quad (2.104)$$

$$L = 3600 \cdot 1,4 \cdot 1,2 \cdot 1,02 = 6169 \text{ м}^3 / \text{ч.}$$

Пример 2.13. Расчет зонта-козырька у загрузочных отверстий печи

Исходные данные

1. Загрузочное отверстие печи имеет размеры $b \times h = 1 \times 0,6$ м.
2. Температура в печи $t_{п} = 1000$ °С.
3. Температура воздуха в помещении $t_{в} = 20$ °С.
4. Схема зонта-козырька над загрузочным отверстием печи представлена на рис. 2.11.

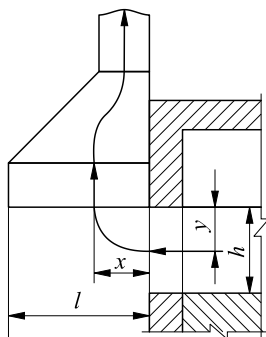


Рис. 2.11. Зонт-козырек над загрузочным отверстием печи

Порядок расчета

1. Эквивалентный диаметр зонта по формуле (2.101) будет равен:

$$d_{\text{эк}} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 0,6}{1 + 0,6} = 0,75 \text{ м.}$$

2. Плотности горячего воздуха, выбивающегося из отверстия печи, и воздуха в помещении, кг/м^3 , равны:

$$\rho_{\text{г}} = \frac{353}{273 + 1000} = 0,2773;$$

$$\rho_{\text{а}} = \frac{353}{273 + 20} = 1,205.$$

3. Перепад давления, Па, в плоскости загрузочного отверстия печи

$$\Delta P = \frac{2}{3} h (\rho_{\text{а}} - \rho_{\text{г}}) g, \quad (2.105)$$

$$\Delta P = \frac{2}{3} \cdot 0,6 (1,205 - 0,2773) 9,81 = 3,64 \text{ Па.}$$

4. Средняя скорость выхода горячего воздуха, м/с, из отверстия печи

$$v_{\text{ср}} = \mu \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_{\text{г}}}}, \quad (2.106)$$

где $\mu = 0,65$ – коэффициент расхода для расчета вытяжных зонтов,

$$v_{cp} = 0,65 \sqrt{\frac{2 \cdot 3,64}{0,2773}} = 3,33 \text{ м/с.}$$

5. Число Архимеда

$$Ar = \frac{g d_{\text{зв}}^2 \frac{T_{\text{п}} - \dot{O}_{\text{а}}}{v_{\text{пд}}^2 \dot{O}_{\text{а}}}}, \quad (2.107)$$

где $T_{\text{п}}$, $T_{\text{в}}$ – температуры в печи и внутреннего воздуха, К,

$$Ar = \frac{9,81 \cdot 0,75 \cdot 1273 - 293}{3,33^2} \cdot \frac{293}{293} = 2,22.$$

6. Расстояние x , м, на котором искривленная ось струи пересекается с плоскостью приемного отверстия зонта-козырька:

$$x = \sqrt[3]{\frac{m y d_{\text{зв}}^2}{0,5 Ar}}, \quad (2.108)$$

где $m = 4$ – коэффициент затухания скорости в струе (при расчете зонтов); $y = \frac{h}{2}$ (см. рис. 2.11);

$$x = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,3 \cdot 0,75^2}{0,5 \cdot 2,22}} = 0,847 \text{ м.}$$

7. Диаметр струи на расстоянии x от печного отверстия, м, по формуле для осесимметричной струи на начальном участке

$$d_x = d_{\text{эк}} \left(6,8 \frac{ax}{d_{\text{эк}}} + 1 \right), \quad (2.109)$$

$a = 0,1$ – коэффициент турбулентности для прямоугольного отверстия,

$$d_x = 0,75 \left(6,8 \frac{0,1 \cdot 0,847}{0,75} + 1 \right) = 1,33 \text{ м.}$$

8. Вылет зонта l , м, (см. рис. 2.11):

$$l = x + \frac{d_x}{2}, \quad (2.110)$$

$$l = 0,847 + \frac{1,33}{2} = 1,51 \text{ м.}$$

9. Количество газов, выходящих из печи:

$$L_{\Pi} = 3600 \nu_{\text{ср}} h b, \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$G_{\Pi} = L_{\Pi} \rho_{\Pi}, \text{ кг/ч}; \quad (2.111)$$

$$L_{\Pi} = 3,33 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 3600 = 7193 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$G_{\Pi} = 7193 \cdot 0,2773 = 1995 \text{ кг/ч}.$$

10. Количество отводимых под зонт газов L_x , $\text{м}^3/\text{ч}$, с учетом температурного эффекта

$$L_x = L_{\text{г}} \left[1 + \left(1,52 \frac{ax}{d_{\text{г}}} + 5,28 \left(\frac{ax}{d_{\text{г}}} \right)^2 \right) \sqrt{\frac{T_{\text{г}}}{T_{\text{г}}}} \right], \quad (2.112)$$

$$L_x = 7193 \left[1 + \left(1,52 \frac{0,1 \cdot 0,847}{0,75} + 5,28 \left(\frac{0,1 \cdot 0,847}{0,75} \right)^2 \right) \sqrt{\frac{293}{1273}} \right] = 8018 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

11. Количество воздуха, подмешиваемого из помещения в струю, кг/ч ,

$$G_{\text{в}} = \left[1,52 \frac{ax}{d_{\text{ЭК}}} + 5,28 \left(\frac{ax}{d_{\text{ЭК}}} \right)^2 \right] \rho_{\text{в}} L_{\Pi}; \quad (2.113)$$

$$G_{\text{в}} = \left[1,52 \frac{0,1 \cdot 0,847}{0,75} + 5,28 \left(\frac{0,1 \cdot 0,847}{0,75} \right)^2 \right] 1,2 \cdot 7193 = 2065 \text{ кг/ч}.$$

12. Температура смеси (газ+воздух), отводимой под зонт, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{\text{см}} = \frac{G_{\Pi} t_{\Pi} + G_{\text{в}} t_{\text{в}}}{G_{\Pi} + G_{\text{в}}}, \quad (2.114)$$

$$t_{\text{см}} = \frac{1995 \cdot 1000 + 2065 \cdot 20}{1995 + 2065} = 502 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

13. Так как $t_{\text{см}} > 160 \text{ }^{\circ}\text{C}$, то увеличиваем количество воздуха, подмешиваемого в струю газа, кг/ч :

$$G_B = \frac{G_{\Pi}(t_{\Pi} - t_{\text{см}})}{t_{\text{см}} - t_B}, \quad (2.115)$$

$$G_{\text{â}} = \frac{1995(1000 - 160)}{160 - 20} = 11970 \text{ кг/ч}.$$

14. Количество газов, отводимых зонтом, кг/ч,

$$G_{\text{см}} = G_B + G_{\Pi}, \quad (2.116)$$

$$G_{\text{см}} = 11970 + 1995 = 13965 \text{ кг/ч}.$$

15. Количество тепла, удаляемого под зонт, кВт,

$$Q = G_{\text{см}} / 3600 (t_{\text{см}} - t_B) c_{\text{см}}, \quad (2.117)$$

где $c_{\text{см}} = 1,005 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$ – удельная теплоемкость воздуха,

$$Q = 13965 / 3600 (160 - 20) 1,005 = 543 \text{ кВт}.$$

2.6. Бортовые отсосы

Бортовые отсосы устанавливаются у производственных ванн различного технологического назначения. Как правило, в ванны заливается жидкость, в которую помещаются обрабатываемые изделия, температура жидкости в ванне обычно выше температуры воздуха в помещении. За счет подъемной силы, определяющейся разностью температур, пары жидкости, полые пузырьки и вредные газы без специальных устройств могут распространяться по помещению, что недопустимо с точки зрения обеспечения санитарно-гигиенических норм.

Бортовые отсосы устанавливаются на ваннах прямоугольной формы. Однобортовые отсосы устанавливаются на ваннах шириной до 0,7 м, двухбортовые – шириной до 1 м.

Простым (рис. 2.12) называется такой отсос, когда плоскость щелевого отверстия перпендикулярна зеркалу жидкости в ванне. Простые отсосы применяются при высоком уровне раствора в ванне, когда расстояние от зеркала жидкости ванны до кромки ее борта H от 80 до 150 мм.

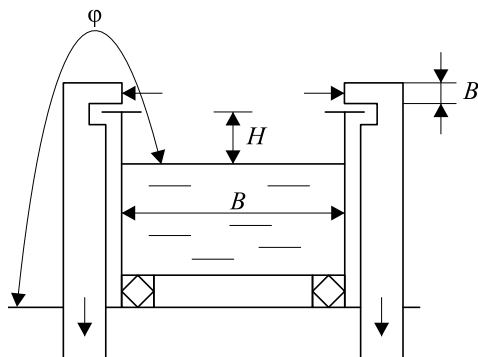


Рис. 2.12. Простой двухбортовой отсос

Опрокинутым (рис. 2.13) отсосом называется такой отсос, у которого плоскость щелевого отверстия параллельна зеркалу жидкости в ванне. Опрокинутые бортовые отсосы применяют при более низком уровне раствора в ваннах ($H = 150 \div 300$ мм и более) и такие отсосы требуют меньшего расхода отсасываемого воздуха.

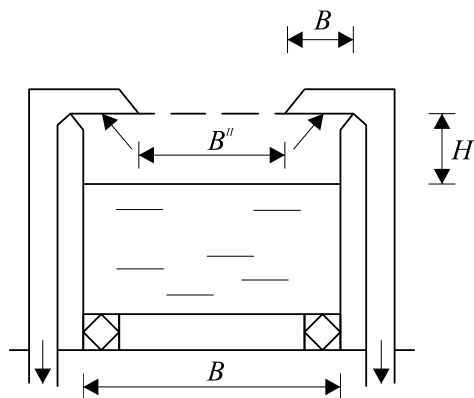


Рис. 2.13. Опрокинутый двухбортовой отсос

Для круглой ванны, шахтной печи и т. д. выполняют *кольцевые отсосы* (рис. 2.14) в виде сплошной щели, расположенной по периметру ванны. Применяют два вида кольцевых отсосов: со щелью у верхней кромки ванны и со щелью, опущенной

в ванну. В качестве определяющего геометрического параметра принимается относительная высота:

– для кольцевого отсоса со щелью у верхней кромки ванны:

$$\overline{H} = \frac{H}{D} = \frac{h_{\text{Н}} + \frac{b}{2}}{D}, \quad (2.118)$$

– для кольцевого отсоса со щелью, опущенной в ванну:

$$\overline{H} = \frac{H}{D} = \frac{2h_{\text{В}} + \frac{h_{\text{Н}} + b}{2}}{D}. \quad (2.119)$$

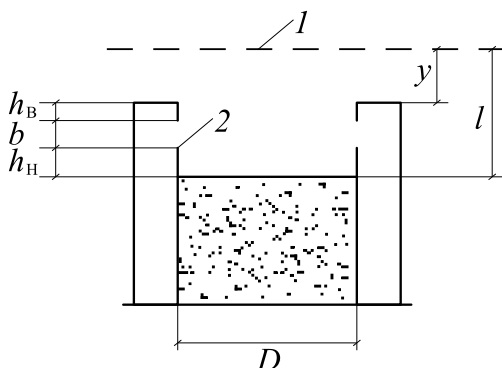


Рис. 2.14. Кольцевой отсос:

l – граница верхнего уровня вредных выделений, 2 – уровень борта ванны

С целью уменьшения количества отсасываемого воздуха, а также предотвращения распространения вредного воздуха по помещению используются *бортовые активированные отсосы от ванн со сдувом* двух вариантов.

Первый вариант представляет собой схему, когда отсос активируется свободной струей (струями), расположенной на достаточном удалении от зеркала рабочей жидкости при отсутствии существенного влияния восходящих конвективных потоков от нагретой жидкости на экранирующую струю (рис. 2.15).

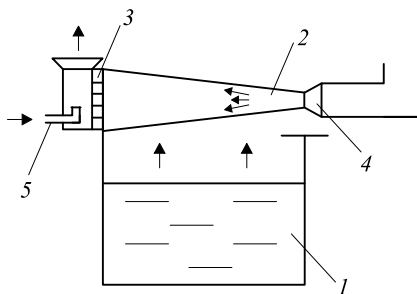


Рис. 2.15. Бортовой активированный отсос от ванны со сдувом:
 1 – ванна с раствором жидкости; 2 – сдувающая струя;
 3 – отсасывающее устройство; 4 – сдувающий патрубок;
 5 – эжектор, создающий разрежение в отсасывающем канале

Отсос второго варианта активируется настилающейся струей вблизи зеркала рабочей жидкости (рис. 2.16).

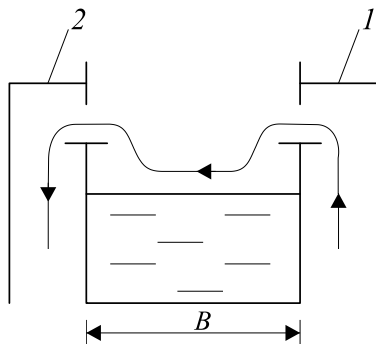


Рис. 2.16. Бортовой активированный отсос от ванны со сдувом:
 1 – патрубок, формирующий струйное течение над поверхностью жидкости (сдувающее устройство); 2 – отсасывающее устройство

Пример 2.14. Расчет простого двухбортового отсоса

Исходные данные

1. Простой двухбортовой отсос установлен по бортам ванны хромирования шириной $B = 0,75$ м и длиной $l = 1,2$ м (см. рис. 2.12).

2. Температура раствора в ванне $t_{\text{ж}} = 60$ °С, температура воздуха в помещении $t_{\text{в}} = 16$ °С.
3. Расстояние от зеркала ванны до кромки ее борта $H = 80$ мм.
4. Скорость движения воздуха в помещении $v_{\text{пом}} = 0,4$ м/с.

Порядок расчета

Метод М.М. Баранова. Расход воздуха, отсасываемого от щелей отсоса, по этому методу рассчитывается по формуле

$$L = q \sqrt[3]{T_{\text{ж}} - T_{\text{в}}} l K_V K_H. \quad (2.120)$$

Проводим расчет в следующем порядке:

1. Для ванны хромирования принимаем высоту спектра вредных выделений $h = 40$ мм (прил. 17).
2. Удельная величина отсасываемого воздуха на единицу длины борта ванны $q = 560 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м})$ (прил. 18) при $B = 750$ мм и $h = 40$ мм.
3. Поправка на глубину уровня жидкости в ванне $K_H = 1$ (прил. 18) при $B = 750$ мм и $H = 80$ мм.
4. Разность температур $\Delta t = T_{\text{ж}} - T_{\text{в}} = 60 - 16 = 44$ °С.
5. Поправка на скорость движения воздуха в помещении $K_V = 1,58$ (прил. 19) при $H = 80$ мм, $\Delta t = 44$ °С, $v_{\text{пом}} = 0,4$ м/с и $h = 40$ мм.

Расход отсасываемого воздуха по формуле (2.120):

$$L = 560 \cdot \sqrt[3]{44} \cdot 1,2 \cdot 1,58 \cdot 1 = 3748 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Метод И.Л. Виварелли. Расход воздуха, отсасываемого от щелей отсоса, по этому методу рассчитывается по формуле

$$L = 3600 K_3 K_T B l \sqrt[3]{\phi \frac{\Delta t}{3 \cdot T_{\text{пом}}}} g B^3. \quad (2.121)$$

Проводим расчет в следующем порядке:

1. В зависимости от токсичности паров и газов коэффициент запаса примем в пределах 1–1,75. Задаем $K_3 = 1,75$ (для особо вредных $K_3 = 1,75$ –2).

2. Коэффициент для учета подсоса воздуха с торцов ванны для однобортовых отсосов:

$$K_T = \left(1 + \frac{B}{4 \cdot l}\right)^2, \quad (2.122)$$

для двухбортовых отсосов:

$$K_T = \left(1 + \frac{B}{8 \cdot l}\right)^2. \quad (2.123)$$

$$K_T = \left(1 + \frac{0,75}{8 \cdot 1,2}\right)^2 = 1,16.$$

3. Безразмерная характеристика $B = 0,5$ – для двухбортового отсоса, $B = 0,35$ – для однобортового отсоса.

4. Угол подсоса между зеркалом ванны и ограждающей плоскостью $\varphi = \frac{3}{2} \pi$, рад.

Расход отсасываемого воздуха по формуле (2.121):

$$L = 3600 \cdot 1,75 \cdot 1,16 \cdot 0,5 \cdot 1,2 \sqrt{\frac{3}{2}} \cdot 3,14 \frac{44}{3(273+16)} 9,81 \cdot 0,75^3 = 3563 \text{ л}^3/\div.$$

Сравним использованные методы по рассчитанным расходам для решаемого примера:

$$\Delta L = \frac{3748 - 3562}{3748} 100 = 4,9 \, \%.$$

Пример 2.15. Расчет опрокинутого двухбортового отсоса

Исходные данные

Рассчитать по условиям примера 2.14 двухбортовой опрокинутый отсос (см. рис. 2.13).

Порядок расчета

Метод М.М. Баранова

1. Ширину (высоту) щели отсоса b по конструктивным и

технологическим соображениям принимаем равной $0,1B$, но не менее 50 мм: $b = 0,1B = 0,1 \cdot 0,75 = 0,075$ м.

2. Расчетная ширина ванны для опрокинутого двухбортового отсоса:

$$B'' = 0,8B = 0,8 \cdot 0,75 = 0,6 \text{ м.}$$

3. Удельная величина отсасываемого воздуха на единицу длины борта ванны $q = 485 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м})$ (прил. 16) при $B = 600$ мм и $h = 40$ мм.

4. Поправка на глубину уровня жидкости в ванне $K_H=1$ (прил. 16) при $B = 600$ мм и $H = 80$ мм.

5. Поправка на скорость движения воздуха в помещении $K_v=1,12$ (прил. 19) при $H = 80$ мм, $\Delta t = 44$ °С, $v_{\text{пом}} = 0,4$ м/с и $h = 40$ мм.

Расход отсасываемого воздуха по формуле (2.120)

$$L = 485 \cdot \sqrt[3]{44} \cdot 1,2 \cdot 1,12 \cdot 1 = 2301 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Сравним расходы отсасываемого воздуха простым и опрокинутым отсосом:

$$\Delta L = \frac{3748 - 2301}{3748} 100 = 38,6 \text{ \%}.$$

Вывод: опрокинутый отсос более экономичен, т. к. требует меньшего расхода отсасываемого воздуха.

Пример 2.16. Расчет кольцевого отсоса

Исходные данные

1. Ванна, оборудованная кольцевым отсосом, имеет диаметр $D = 1$ м.

2. Температура жидкости $t_{\text{ж}} = 100$ °С, температура воздуха в помещении $t_{\text{в}} = 16$ °С (см. рис. 2.14).

Порядок расчета

1. Принимаем к устройству кольцевой отсос с параметрами: $b = 0,06$ м, $h_H = 0,2$ м, $h_B = 0,1$ м, $y = 0,08$ м (0,04–0,16 м).

Проверяем правильность выбранных параметров.

Должно быть:

$$\frac{H}{D} \geq 0,054; h_H \geq 2b; \frac{b}{D} = 0,04-0,16;$$

$$\overline{H} = \frac{H}{D} = \frac{2 \cdot 0,1 + \frac{0,2 + 0,06}{2}}{1} = 0,33 > 0,054,$$

$$\overline{b} = \frac{b}{D} = \frac{0,06}{1} = 0,06 \in (0,04-0,16),$$

$$h_H = 0,2 \geq 2 \cdot 0,06.$$

2. Определяем высоту подъема вредных выделений, м, над поверхностью источника:

$$l = h_H + b + h_B + y, \quad (2.124)$$

$$l = 0,2 + 0,06 + 0,1 + 0,08 = 0,44 \text{ м.}$$

3. Определяем количество конвективной теплоты, Вт, в восходящем потоке:

$$Q = \alpha F \Delta t, \quad (2.125)$$

где $\Delta t = t_{\text{ж}} - t_{\text{в}} = 100 - 16 = 84^\circ\text{C}$; F – площадь поверхности источника выделения вредностей:

$$F = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (2.126)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} = 0,785 \text{ м}^2;$$

α – коэффициент теплоотдачи конвекцией (когда теплоотдающая поверхность обращена вверх $a = 2,8$):

$$\alpha = a \sqrt[4]{\Delta t}, \quad (2.127)$$

$$\alpha = 2,8 \sqrt[4]{84} = 8,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

$$Q = 8,5 \cdot 0,785 \cdot 84 = 560,8 \text{ Вт.}$$

4. Определяем относительный расход воздуха $K = L_{\text{отс}}/L_{\text{конв}} = 2,4$ (прил. 20) при $H/D = 0,33$ и $y/D = 0,08$.

5. Определяем объем воздуха, отсасываемого кольцевым отсосом:

$$L = 155 \cdot K \sqrt[3]{QF^2 l}, \quad (2.128)$$

$$L = 155 \cdot 2,4 \cdot \sqrt[3]{560,8 \cdot 0,785^2 \cdot 0,44} = 1985,5 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Пример 2.17. Расчет бортового отсоса от ванн со сдувом

Исходные данные

1. Ванна, оборудованная бортовым отсосом со сдувом (см. рис. 2.15), имеет следующие геометрические размеры: ширина $B = 0,8$ м, длина $l = 1,2$ м, высота борта ванны над уровнем жидкости $H = 0,08$ м.

2. Воздух подается цилиндрическими насадками с поджатием $d_0 = 0,05$ м (коэффициент турбулентности $a = 0,07$).

3. Разница температур $\Delta t = t_{\text{ж}} - t_{\text{в}} = 100 - 18 = 82$ °С.

Порядок расчета

1. Диаметр струи на расстоянии $x = B$ по формуле (2.109):

$$d_x = 6,8 \cdot 0,05 \left(\frac{0,07 \cdot 0,8}{0,05} + 0,145 \right) = 0,43 \text{ м}.$$

2. Высота установки насадка, м:

$$H = \frac{d_x}{4}, \quad (2.129)$$

$$H = \frac{0,43}{4} \approx 0,1 \text{ м}.$$

3. Количество отверстий, шт., для выхода воздуха:

$$n = \frac{l}{d_x}, \quad (2.130)$$

$$n = \frac{1,2}{0,43} \approx 3 \text{ шт.}$$

4. Количество подаваемого воздуха, м³/ч:

$$L_0 = \frac{430 \cdot F \cdot \sqrt[3]{\Delta t^{0,25} H}}{4,36 \left(\frac{aB}{d_0} + 0,145 \right) - n}, \quad (2.131)$$

$$L_0 = \frac{430 \cdot 1,2 \times 0,8 \cdot \sqrt[3]{82^{0,25} \cdot 0,1}}{4,36 \left(\frac{0,07 \cdot 0,8}{0,05} + 0,145 \right) - 3} = 111 \text{ м}^3 / \text{ч} = 0,0307 \text{ м}^3 / \text{с.}$$

5. Скорость воздуха на выходе из насадка, м/с:

$$v_0 = \frac{4L_0}{\pi d_0^2}, \quad (2.132)$$

$$v_0 = \frac{4 \cdot 0,0307}{3,14 \cdot 0,05^2} = 15,7 \text{ м/с.}$$

6. Количество воздуха, удаляемого отсосом по формуле (2.49):

$$L_x = 4,36 \cdot 0,0307 \left(\frac{0,07 \cdot 0,8}{0,05} + 0,145 \right) = 610 \text{ л}^3 / \text{ч} = 0,17 \text{ м}^3 / \text{с.}$$

7. Скорость воздуха, удаляемого отсосом, м/с:

$$v_x = \frac{4L_x}{\pi d_x^2}, \quad (2.133)$$

$$v_x = \frac{4 \cdot 0,17}{3,14 \cdot 0,43^2} = 1,17 \text{ м/с.}$$

2.7. Воздушные души

Воздушные души являются примером местной приточной вентиляции, организуемой на фиксированных рабочих местах и обеспечивающей нормируемые параметры микроклимата для воздушного душирования.

Воздушные души устраиваются:

- 1) на рабочих местах у загрузочных отверстий печей с большими тепловыделениями в цех;
- 2) на рабочих местах при обработке раскаленного металла, при ковке и штамповке горячих изделий и т. п.;
- 3) на местах, где рабочие подвергаются одновременным действиям теплоты и пыли или только пыли в большом объеме.

Часто воздушные души в производственных помещениях являются основным способом вентиляции, т. е. обеспечивают нормируемый микроклимат на рабочих местах при одновременном обеспечении нормируемого микроклимата в целом по помещению за счет общеобменной вентиляции.

Расчет воздушных душей обычно предполагает:

1. Определить расход воздуха, подаваемого через насадок;
2. Определить диаметр струи в рабочей зоне на каком-то расстоянии x от насадка до рабочей зоны;
3. Определить скорость истечения воздуха из насадка;
4. Определить необходимую температуру воздуха при выходе из насадка, обеспечивающего нормативные параметры микроклимата на рабочем месте.

2.7.1. Использование теории свободной струи для расчета воздушных душей

Полный диаметр струи в рабочей зоне на расстоянии x от насадка будет определяться по формуле (2.55).

Скорость истечения воздуха, м/с, из насадка

$$v_0 = \frac{v_p}{b} \left(\frac{ax}{d_0} + 0,145 \right), \quad (2.134)$$

где v_p – рекомендуемая (нормируемая) скорость воздуха на рабочем месте, м/с (табл. 2.8); b – коэффициент, зависящий от соотношения $\frac{d_p}{d_x}$ (прил. 21); d_p – диаметр активной части струи на

рабочем месте (диаметр рабочего места), м; d_x – полный диаметр струи на рабочем месте, м; a – параметр турбулентности; x – расстояние от насадка до рабочего места, м; d_0 – диаметр воздушного насадка, м.

Таблица 2.8

**Нормы температур и скоростей движения
воздуха при воздушном душировании [32]**

Категория тяжести работ	Рекомендуемая температура воздуха на рабочем месте t_p , °C	Рекомендуемая скорость движения воздуха v_p , м/с	Нормированная температура воздуха в душирующей струе на рабочем месте $t_{\text{норм}}$, °C, при интенсивности облучения, Вт/м ²			
			350	700	1400	2100
Легкая	28	1	28	24	21	16
		2	–	28	26	24
		3	–	–	28	26
		3,5	–	–	–	27
Средней тяжести	28	1	27	22	–	–
		2	28	24	21	16
		3	–	27	24	21
		3,5	–	28	25	22
Тяжелая	26	2	25	19	16	–
		3	26	22	20	18
		3,5	–	23	22	20

Необходимая температура воздуха при выходе из насадка, которая бы обеспечила на рабочем месте нормируемую температуру t_p , °C:

$$t_0 = t_b - \frac{t_b - t_p}{c} \left(\frac{ax}{d_0} + 0,145 \right), \quad (2.135)$$

где t_p – рекомендуемая (нормируемая) температура воздуха на рабочем месте, °C (см. табл. 2.8); c – коэффициент, зависящий от соотношения $\frac{d_p}{d_x}$ (прил. 21).

Расход воздуха, м³/ч, подаваемого через насадок:

$$L_0 = v_0 F_0 3600 = v_0 \frac{\pi d_0^2}{4} 3600, \quad (2.136)$$

где F_0 – площадь выходного отверстия насадка.

Пример 2.18. Расчет воздушного душа

Исходные данные

1. Рабочее место имеет размер 1×1 м ($d_p = 1$ м).
2. Интенсивность теплового облучения работающих 350 Вт/м². Работы относятся к категории тяжелых.
3. Расстояние от душирующего патрубка до рабочего места 2,5 м.
4. Температура внутреннего воздуха $t_v = 28$ °С.

Порядок расчета

1. Рекомендуемая скорость воздуха на рабочем месте $v_p = 2$ м/с (см. табл. 2.8).
2. Рекомендуемая температура воздуха на рабочем месте $t_p = 26$ °С (см. табл. 2.8).
3. Нормированная температура воздуха в душирующей струе на рабочем месте $t_{\text{норм}} = 25$ °С (см. табл. 2.8).
4. Принимаем к установке цилиндрический патрубок ПДв-3 с диаметром $d_0 = 315$ мм (задаемся предварительно по прил. 22 по перепаду $t_p - t_{\text{норм}}$).
5. Коэффициент турбулентности для цилиндрического патрубка без поджатия $a = 0,08$ (см. табл. 2.6).
6. Определяем диаметр поперечного сечения струи на расстоянии от душирующего патрубка $x = 2,5$ м по формуле 2.55:
$$d_x = 6,8(0,08 \cdot 2,5 + 0,145 \cdot 0,315) = 1,67 \text{ м.}$$

7. Найдем соотношение d_p/d_x :

$$d_p/d_x = 1/1,75 = 0,599.$$

8. По графику (прил. 26) при $d_p/d_x = 0,599$ определяем значения коэффициентов $b = 0,25$; $c = 0,3$.

9. Определяем начальную скорость воздуха в плоскости душирующего патрубка по формуле (2.134):

$$v_0 = \frac{2}{0,25} \left(\frac{0,08 \cdot 2,5}{0,315} + 0,145 \right) = 6,24 \text{ м/с.}$$

10. Определяем объем воздуха, подаваемого душирующим патрубком по формуле (2.136):

$$L_0 = \frac{3,14 \cdot 0,315^2}{4} 6,24 \cdot 3600 = 2222 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

11. Определим начальную температуру воздуха при выходе из душирующего патрубка по формуле (2.135):

$$t_0 = 28 - \frac{28 - 26}{0,3} \left(\frac{0,08 \cdot 2,5}{0,315} + 0,145 \right) = 22,8 \text{ }^\circ\text{C.}$$

2.7.2. Метод расчета воздушных душей (горизонтальными и наклонными струями), предложенный П.В. Участкиным

Сначала определяется параметр по отношению разности температур воздуха на рабочем месте:

$$P_T = \frac{t_{p.з} - t_p}{t_{p.з} - t_0}, \quad (2.137)$$

где $t_{p.з}$ – температура воздуха в рабочей зоне действительная (или в помещении в целом), $^\circ\text{C}$.

Если $P_T < 1$, то осуществляют адиабатическое охлаждение воздуха. Если $P_T > 1$, то применяют искусственное охлаждение.

Расчет осуществляется следующим образом:

а) $P_T < 0,6$.

Площадь сечения душирующего патрубка:

$$F_0 = \left(\frac{P_T x}{0,6n} \right)^2, \quad (2.138)$$

где x – расстояние от душирующего патрубка до рабочей зоны;
 n – коэффициент, характеризующий изменение температуры на
 оси струи (табл. 2.9).

Скорость истечения из душирующего патрубка:

$$v_0 = v_p \frac{x}{0,7m\sqrt{F_0}}, \quad (2.139)$$

где m – коэффициент затухания скорости в струе (табл. 2.9).

Температура на выходе из душирующего патрубка:

$$t_0 = t_\phi + \Delta t_n, \quad (2.140)$$

где t_ϕ – температура воздуха на выходе из форсуночной камеры;

Δt_n – нагрев воздуха в вентиляторе.

б) $P_T = 0,6 - 1$.

Площадь сечения душирующего патрубка:

$$F_0 = \left[(x + 5,3P_T - 3,2) \frac{1}{0,75n} \right]^2. \quad (2.141)$$

Скорость истечения из душирующего патрубка:

$$v_0 = \frac{v_p}{0,7 + 0,1(0,8m\sqrt{F_0} - x)}. \quad (2.142)$$

Температура на выходе из душирующего патрубка определяется по формуле (2.140).

в) $P_T > 1$.

Площадь сечения душирующего патрубка:

$$F_0 = \left(\frac{x}{0,8m} \right)^2. \quad (2.143)$$

Скорость истечения из душирующего патрубка:

$$v_0 = \frac{v_p}{0,7}. \quad (2.144)$$

Температура на выходе из душирующего патрубка:

$$t_0 = t_{p.3} - (t_{p.3} - t_p) \frac{x}{0,6n\sqrt{F_0}}. \quad (2.145)$$

Таблица 2.9

Характеристики типовых душирующих воздухораспределителей [32]

Воздухораспределитель	Марка	Расчетная площадь, $F_0, \text{м}^2$	Коэффициенты		
			m	n	ξ
Универсальный душирующий воздухораспределитель типа УДВ	УДВ-1	0,17	6	4,9	2,1
	УДВ-2	0,38			
	УДВ-3	0,68			
Патрубок поворотный душирующий типа ППД	ППД-5	0,1	6,3	4,5	4
	ППД-6	0,16			
	ППД-8	0,26			
Патрубок душирующий с увлажнением воздуха типа ПД с верхним и нижним подводом воздуха	ПДв-3	0,14	5,3	4,5	1,6
	ПДв-4	0,13			
	ПДв-5	0,36			
	ПДн-3	0,14	4,5	3,1	3,2
	ПДн-4	0,23			
	ПДн-5	0,36			

Пример 2.19. Определение требуемого для душирования расхода воздуха*Исходные данные*

1. На рабочей площадке $d_p = 1$ м требуется поддерживать скорость движения воздуха $v_p = 3$ м/с и температуру $t_p = 22$ °С.
2. Температура окружающего воздуха $t_{окр} = t_{p.з} = 27$ °С.
3. Путем адиабатического охлаждения наружного воздуха можно получить температуру $t_{охл} = 17,5$ °С.
4. Возможное минимальное расстояние от выходного сечения душирующего патрубка до рабочего места $x = 2$ м.

Порядок расчета

1. Нагрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах до душирующего патрубка после оросительной камеры принимается не менее 1,5 °С. Принимаем $\Delta t_{п} = 1,5$ °С.
2. Температура воздуха на выходе из душирующего патрубка, °С:

$$t_0 = t_{охл} + \Delta t_{п}, \quad (2.146)$$

$$t_0 = 17,5 + 1,5 = 19 \text{ °С}.$$

3. Вычисляем отношение разности температур воздуха по формуле (2.137):

$$P_T = \frac{27 - 22}{27 - 19} = 0,625.$$

4. Примем к расчету универсальный душирующий воздухо-распределитель типа УДВ. Коэффициенты для такого воздухо-распределителя: $n = 4,9$; $m = 6$ (см. табл. 2.9).

5. Определяем площадь сечения душирующего патрубка при $P_T = 0,6-1$ по формуле (2.141):

$$F_0 = \left[\frac{2 + 5,3 \cdot 0,625 - 3,2}{0,75 \cdot 4,9} \right]^2 = 0,33 \text{ м}^2.$$

6. Принимаем к установке душирующий воздухо-распределитель УДВ-2 (см. табл. 2.9) с $F_0 = 0,38 \text{ м}^2$.

7. Скорость воздуха на выходе из душирующего воздухо-распределителя по формуле (2.142)

$$v_0 = \frac{3}{0,7 + 0,1(0,8 \cdot 6\sqrt{0,38} - 2)} = 3,77 \text{ м/с}.$$

8. Определяем расход воздуха, подаваемого через душирующий воздухо-распределитель, по формуле (2.136):

$$L_0 = 3,77 \cdot 0,33 \cdot 3600 = 4479 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 2.20. Определение требуемого для душирования расхода воздуха

Исходные данные

1. На рабочей площадке $d_p = 1 \text{ м}$ требуется поддерживать скорость движения воздуха $v_p = 3 \text{ м/с}$ и температуру $t_p = 22 \text{ }^\circ\text{C}$.

2. Температура окружающего воздуха $t_{окр} = t_{p,з} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

3. Путем адиабатического охлаждения наружного воздуха можно получить температуру $t_{охл} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$.

4. Возможное минимальное расстояние от выходного сечения душирующего патрубка до рабочего места $x = 2 \text{ м}$.

Порядок расчета

1. Нагрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах до душирующего патрубка после оросительной камеры принимается не менее $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Принимаем $\Delta t_{\text{п}} = 1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

2. Температура воздуха на выходе из душирующего патрубка по формуле (2.146):

$$t_0 = 21 + 1,5 = 22,5\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

3. Вычисляем отношение разности температур воздуха по формуле (2.137):

$$P_{\text{T}} = \frac{30 - 22}{30 - 22,5} = 1,06.$$

4. Примем к расчету универсальный душирующий воздухораспределитель типа УДВ. Коэффициенты для такого воздухораспределителя: $n = 4,9$; $m = 6$ (см. табл. 2.9).

5. Определяем площадь сечения душирующего патрубка при $P_{\text{T}} > 1$ по формуле (2.143):

$$F_0 = \left(\frac{2}{0,8 \cdot 6} \right)^2 = 0,17\text{ м}^2.$$

6. Принимаем к установке душирующий воздухораспределитель УДВ-1 (см. табл. 2.9) с $F_0 = 0,17\text{ м}^2$.

7. Скорость воздуха на выходе из душирующего воздухораспределителя по формуле (2.144):

$$v_0 = \frac{3}{0,7} = 4,3\text{ м/с}.$$

8. Определяем температуру воздуха, выходящего из душирующего воздухораспределителя, по формуле (2.145):

$$t_0 = 30 - \frac{(30 - 22)2}{0,6 \cdot 4,9 \sqrt{0,17}} = 16,8\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Следовательно, воздух, подаваемый в душирующий патрубок, надо охладить предварительно до температуры $t_0 - \Delta t_{\text{п}} = 16,8 - 1,5 = 15,3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Адиабатическое охлаждение по ус-

ловиям задачи позволяет получить температуру $t_{\text{охл}} = 21^\circ\text{C}$. Следовательно, для того, чтобы получить температуру воздуха $t_{\text{охл}} = 15,3^\circ\text{C}$, необходимо применить искусственное охлаждение.

9. Определяем расход воздуха, подаваемого через душирующий патрубок, по формуле (2.136):

$$L_0 = 4,3 \cdot 0,16 \cdot 3600 = 2477 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

2.7.3. Расчет воздушных душей для уменьшения концентрации вредных выделений

В этом случае вычисляется параметр по отношению разности концентраций газов

$$P_K = \frac{K_{\text{р.з}} - K_{\text{р}}}{K_{\text{р.з}} - K_0}, \quad (2.147)$$

где $K_{\text{р.з}}$ – концентрация газов в воздухе рабочей зоны, действительная (или в помещении в целом), $\text{мг}/\text{м}^3$; $K_{\text{р}}$ – рекомендуемая концентрация газов в воздухе на рабочем месте, $\text{мг}/\text{м}^3$; K_0 – концентрация газов в воздухе на выходе из душирующего патрубка, $\text{мг}/\text{м}^3$.

а) $P_K < 0,4$.

Площадь сечения душирующего патрубка вычисляется по формуле

$$F_0 = \left(\frac{P_K x}{0,4n} \right)^2. \quad (2.148)$$

Скорость истечения из душирующего патрубка

$$v_0 = \frac{v_{\text{р}}}{0,7n\sqrt{F_0}}. \quad (2.149)$$

Температура на выходе из душирующего патрубка

$$t_0 = t_{\text{р.з}} - (t_{\text{р.з}} - t_{\text{р}}) \frac{x}{0,45n\sqrt{F_0}}. \quad (2.150)$$

б) $0,4 \leq P_K \leq 1$.

Площадь сечения душирующего патрубка

$$F_0 = \left(\frac{x + 3,7P_K - 1,4}{0,75n} \right)^2. \quad (2.151)$$

Скорость истечения из душирующего патрубка

$$v_0 = \frac{v_p}{0,55 + 0,14(0,8m\sqrt{F_0} - x)}. \quad (2.152)$$

Температура на выходе из душирующего патрубка

$$t_0 = t_{p.3} - \frac{(t_{p.3} - t_p)}{0,45 + 0,25(0,75n\sqrt{F_0} - x)}. \quad (2.153)$$

Пример 2.21. Определение F_0 , t_0 , v_0 , L_0 для поворотного душирующего патрубка типа ППД

Исходные данные

1. Концентрации вредных веществ (пыли): $K_p = 22 \text{ мг/м}^3$, $K_0 = 0$, $K_{p.3} = 40 \text{ мг/м}^3$.
2. Температура и скорость движения воздуха на рабочей площадке: $t_p = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $v_p = 3 \text{ м/с}$.
3. Температура окружающего воздуха $t_{\text{окр}} = t_{p.3} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$.
4. Минимальное расстояние от выходного сечения душирующего патрубка до рабочего места $x = 1,5 \text{ м}$.

Порядок расчета

1. Коэффициенты для поворотного душирующего патрубка ППД: $n = 4,5$; $m = 6,3$ (см. табл. 2.9).
2. Вычисляется параметр по отношению разностей концентраций по формуле (2.147):

$$P_K = \frac{40 - 22}{40 - 0} = 0,45 > 0,4.$$

3. Определяется площадь сечения душирующего патрубка

по формуле (2.151):

$$F_0 = \left[\frac{1,5 + 3,7 \cdot 0,45 - 1,4}{0,75 \cdot 4,5} \right]^2 = 0,24 \text{ м}^2.$$

Принимаем к установке душирующий патрубок ППД-8 (см. табл. 2.9) с $F_0 = 0,26 \text{ м}^2$.

4. Скорость воздуха на выходе из душирующего патрубка по формуле (2.152):

$$v_0 = \frac{3}{0,55 + 0,14(0,8 \cdot 6,3\sqrt{0,26} - 1,5)} = 4,3 \text{ м/с}.$$

5. Температура воздуха на выходе из душирующего патрубка по формуле (2.153):

$$t_0 = 28 - \frac{28 - 22}{0,45 + 0,25(0,75 \cdot 4,5\sqrt{0,26} - 1,5)} = 16 \text{ }^\circ\text{C}.$$

6. Производительность душа по формуле (2.136):

$$L_0 = 4,3 \cdot 0,26 \cdot 3600 = 4025 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

2.8. Воздушные завесы

Воздушная или воздушно-тепловая завеса (с подогревом воздуха) — это вентиляционное устройство, предотвращающее резкое проникновение (врывание) наружного воздуха в помещение через открытые проемы (двери, ворота). Завесы применяют также для защиты от перетекания воздуха из одного помещения в другое.

2.8.1. Завесы шиберующего типа

Принцип действия таких завес основан на использовании плоских воздушных струй, уменьшающих количество проходящего через проем наружного воздуха, частично шибируя его либо полностью его перекрывая.

При установке воздушно-тепловых завес шибирующего типа для уменьшения потерь тепла с частью струи завесы, уходящей наружу, рекомендуется (особенно при односторонних завесах) устраивать тамбур, имеющий боковые стенки и перекрытие. Воздух выпускается через щелевидные насадки под углом 30° к плоскости проема с направлением наружу. Двусторонние боковые завесы по сравнению с односторонними более надежны в эксплуатации. Завесы с нижней подачей воздуха применяются при ширине проема, значительно большей, чем высота. Они более надежно предохраняют нижнюю зону помещения от поступления холодного воздуха.

Завесы следует рассчитывать на параметры наружного воздуха Б. Метод расчета строится на теории струйных течений с учетом экспериментальных коэффициентов.

Общий расход воздуха завесы, кг/ч, определяется по формуле

$$G_3 = 5100 \bar{q} \mu_{\text{пр}} F_{\text{пр}} \sqrt{\Delta P \rho_{\text{см}}}, \quad (2.154)$$

где \bar{q} – отношение расхода воздуха завесы к расходу воздуха, проходящего через проем (при работе боковой завесы рекомендуется принимать 0,6–0,7, при работе нижней завесы – 1,0); $\mu_{\text{пр}}$ – коэффициент расхода проема при работе завесы (табл. 2.10); $F_{\text{пр}}$ – площадь открываемого проема оборудованного завесой, м^2 ; ΔP – разность давлений воздуха с двух сторон наружного ограждения на уровне проема, оборудованного завесой, Па; $\rho_{\text{см}}$ – плотность смеси подаваемого завесой и наружного воздуха, кг/м^3 .

Расчетная разность давлений, Па, составит:

$$\Delta P = 9,8 h_{\text{расч}} (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}) + k_1 c \frac{\rho_{\text{н}} v_{\text{в}}^2}{2}, \quad (2.155)$$

где $h_{\text{расч}}$ – расчетная высота, т. е. расстояние по вертикали от центра проема, оборудованного завесой, до уровня нулевых давлений, где давления снаружи и внутри здания равны (высота нейтральной зоны), м; $\rho_{\text{н}}$ – плотность воздуха при температуре наружного воздуха (параметры Б), кг/м^3 ; $\rho_{\text{в}}$ – то же, при средней

по высоте помещений температуре внутреннего воздуха, кг/м^3 ;
 v_b – расчетная скорость ветра, значение которой принимается при параметрах Б для холодного периода года; c – расчетный аэродинамический коэффициент [14]; $k_1 = 0,2$ – поправочный коэффициент на ветровое давление (табл. 2.11).

Таблица 2.10

Коэффициенты расхода проемов для завес шиберного типа [32]

Тип завесы	Относительная площадь $\bar{F} = F_{\text{пр}}/F_{\text{щ}}$	Значения $\mu_{\text{пр}}$ при \bar{q}						
		0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	
Боковая	10	<u>0,42</u>	<u>0,38</u>	<u>0,35</u>	<u>0,33</u>	<u>0,31</u>	<u>0,29</u>	
		0,36	0,32	0,31	0,28	0,26	0,25	
	20	<u>0,35</u>	<u>0,32</u>	<u>0,3</u>	<u>0,29</u>	<u>0,29</u>	<u>0,29</u>	
		0,3	0,27	0,26	0,25	0,25	0,25	
	30	<u>0,31</u>	<u>0,29</u>	<u>0,29</u>	<u>0,29</u>	<u>0,29</u>	<u>0,29</u>	
		0,27	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	
	40	<u>0,29</u>	<u>0,29</u>	<u>0,29</u>	<u>0,29</u>	<u>0,29</u>	<u>0,29</u>	
		0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	
	Нижняя	10	<u>0,5</u>	<u>0,45</u>	<u>0,4</u>	<u>0,37</u>	<u>0,34</u>	<u>0,31</u>
			0,42	0,38	0,36	0,32	0,3	0,27
		20	<u>0,4</u>	<u>0,35</u>	<u>0,3</u>	<u>0,28</u>	<u>0,25</u>	<u>0,23</u>
			0,34	0,3	0,28	0,25	0,23	0,21
30		<u>0,35</u>	<u>0,3</u>	<u>0,27</u>	<u>0,24</u>	<u>0,22</u>	<u>0,2</u>	
		0,31	0,26	0,24	0,21	0,2	0,18	
40		<u>0,31</u>	<u>0,27</u>	<u>0,24</u>	<u>0,21</u>	<u>0,2</u>	<u>0,18</u>	
		0,27	0,24	0,21	0,19	0,17	0,15	
Примечание. Над чертой приведены значения $\mu_{\text{пр}}$ для раздвижного проема, под чертой – для распашного.								

Таблица 2.11

Поправочный коэффициент на ветровое давление [32]

Здание	k_1
Без аэрационных проемов	0,2
С аэрационными проемами, закрытыми в холодный период года	0,5
То же, открытыми в холодный период года	0,8

Отношение площади открываемого проема, оборудованного завесой, к суммарной площади воздуховыпускных щелей $\bar{F} = F_{\text{пр}} / F_{\text{щ}}$ рекомендуется принимать 20–30.

Температура воздуха завесы, °C, находится по формуле

$$t_3 = t_n + \frac{t_{cm} - t_n}{q(1 - \bar{Q})}, \quad (2.156),$$

где \bar{Q} – отношение количества тепла, теряемого с воздухом, уходящим через открытый проем наружу, к тепловой мощности калориферов завесы.

Суммарная тепловая мощность калориферов воздушно-тепловой завесы, Вт, определяется по формуле

$$Q_3 = 0,28G_3(t_3 - t_{нач}), \quad (2.157)$$

где $t_{нач}$ – температура воздуха, забираемого для завесы, °C (на уровне всасывающего отверстия вентилятора $t_{нач}$ принимается равной температуре смеси воздуха, поступающего в помещение; из верхней зоны – равной температуре воздуха в верхней зоне; снаружи – равной температуре наружного воздуха для холодного периода года, соответствующей параметрам Б).

Если в результате расчета t_3 окажется меньше $t_{нач}$, то следует использовать завесы без калориферных секций.

Пример 2.22. Расчет боковой двухсторонней завесы

Исходные данные

1. В одноэтажном производственном здании высотой 8,4 м, имеющем зенитные фонари, установлены раздвижные ворота размер $F_{пр} = 3,6 \times 3,6 = 12,96 \text{ м}^2$.

2. Механическая вытяжка и механический приток сбалансированы. Забор воздуха для завесы происходит на уровне всасывающего отверстия вентилятора.

3. Расчетная температура и плотность наружного воздуха для холодного периода года по параметрам Б $t_n = -20 \text{ °C}$, $\rho_n = 1,39 \text{ кг/м}^3$.

4. Температура и плотность воздуха в помещении $t_b = 18 \text{ °C}$, $\rho_b = 1,21 \text{ кг/м}^3$.

5. При работе завесы температура и плотность смеси воздуха $t_{см} = 14 \text{ °C}$, $\rho_{см} = 1,23 \text{ кг/м}^3$ (в районе завесы выполняются легкие работы).

6. Расчетная скорость ветра $v_b = 5,5$ м/с.

7. Расчетный аэродинамический коэффициент $c = 0,8$ [14].

Порядок расчета

1. Принимаем относительную площадь $\bar{F} = F_{\text{пр}}/F_{\text{щ}} = 20$ и относительный расход $\bar{q} = 0,7$ (рекомендуемая величина для боковых завес).

2. Коэффициент расхода $\mu_{\text{пр}} = 0,3$ для раздвижных ворот (см. табл. 2.10).

3. Расчетная высота, т. е. расстояние по вертикали от центра проема, оборудованного завесой, до уровня нулевых давлений, где давления снаружи и внутри здания равны $h_{\text{расч}} = 2,4$ м для принятых размеров ворот и высоте здания (прил. 23).

4. Расчетная разность давлений по формуле (2.155) составит:

$$\Delta P = 9,8 \cdot 2,4(1,39 - 1,21) + 0,2 \cdot 0,8 \frac{1,39 \cdot 5,5^2}{2} = 7,64 \text{ Па},$$

где $k_1 = 0,2$ – поправочный коэффициент на ветровое давление (см. табл. 2.11).

5. Общий расход воздуха завесы определяем по формуле (2.154):

$$G_3 = 5100 \cdot 0,7 \cdot 0,3 \cdot 12,96 \sqrt{7,64 \cdot 1,23} = 39500 \text{ кг/ч}.$$

6. Принимаем к установке (прил. 24) завесу типа ЗВТ1.00.000–03 суммарной производительностью по воздуху $G_3 = 40800$ кг/ч. Для принятого типа завесы из формулы (2.154) вычислим относительный расход (уточненный):

$$\bar{q} = \frac{40800}{5100 \cdot 0,3 \cdot 12,96 \cdot \sqrt{7,64 \cdot 1,23}} = 0,67.$$

7. Температуру воздуха завесы находим по формуле (2.156):

$$t_3 = -20 + \frac{14 + 20}{0,67(1 - 0,1)} = 36,4 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $\overline{Q} = 0,1$ – отношение количества тепла, теряемого с воздухом, уходящим через открытый проем наружу, к тепловой мощности калориферов завесы (прил. 25) по $\overline{F} = 20$ и $\overline{q} = 0,67$.

8. Суммарную тепловую мощность калориферов воздушно-тепловой завесы определяем по формуле (2.157):

$$Q_3 = 0,28 \cdot 40800(36,4 - 14) = 255900 \text{ Вт},$$

где $t_{\text{нач}} = t_{\text{см}} = 14^\circ\text{C}$ при заборе воздуха для завесы на уровне всасывающего отверстия вентилятора.

Поскольку суммарная тепловая мощность принятой типовой конструкции, согласно прил. 20, составляет 511700 Вт, т. е. вдвое больше требуемой, то в данном случае целесообразно в одном из агрегатов завесы не устанавливать калориферную секцию.

2.8.2. Завесы смесительного типа

У входных дверей встроено-пристроенных помещений различного назначения рекомендуется устраивать боковые двусторонние завесы смесительного типа, обеспечивающие заданную температуру воздуха в помещении.

Принцип действия таких завес основан на смешивании наружного воздуха, поступающего через открытый проем, с воздухом завесы.

Разность давлений ΔP , обеспечивающая движение воздуха через проем, определяют с учетом ветрового давления по формуле (2.155). При отсутствии полных исходных данных ΔP рекомендуется рассчитывать приближенно по формуле, Па:

$$\Delta P = 9,8 h_{\text{расч}} (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}), \quad (2.158)$$

где значение $h_{\text{расч}}$ вычисляют, м, в зависимости от этажности здания по следующим формулам:

– для зданий с числом этажей три и меньше:

$$h_{\text{расч}} = h_{\text{л.к}} - 0,5 h_{\text{дв}}, \quad (2.159)$$

– для зданий с числом этажей больше трех:

$$h_{\text{расч}} = 0,5(h_{\text{л.к}} + 2h_{\text{эт}} - h_{\text{дв}}), \quad (2.160)$$

где $h_{л.к}$ – высота лестничной клетки от планировочной отметки земли, м; $h_{дв}$ – высота створки входных дверей, м; $h_{эт}$ – полная (от уровня пола предыдущего до уровня пола последующего этажа) высота одного этажа, м.

Расход воздуха, кг/ч, для воздушно-тепловой завесы смешивающего типа определяется по формуле

$$G_3 = 5100k_2\mu_{вх}F_{вх}(t_{см} - t_n)\sqrt{\Delta P\rho_n}/(t_3 - t_{см}), \quad (2.161)$$

где $\mu_{вх}$ – коэффициент расхода входа, зависящий от его конструкции (табл. 2.12); k_2 – поправочный коэффициент, который учитывает число проходящих людей, место забора воздуха для завесы и тип вестибюля (прил. 26); $F_{вх}$ – площадь одной открываемой створки наружных входных дверей, м².

Таблица 2.12

Коэффициент расхода для завес смешительного типа [32]

Конструкция входа	$\mu_{вх}$
Одинарные двери	0,7
Двойные двери с тамбуром, прямой проход	0,65
Тройные двери с тамбуром, прямой проход	0,6
Двойные двери с тамбуром, зигзагообразный проход	0,55
Тройные двери с тамбуром, зигзагообразный проход	0,4
Вращающиеся двери	0,1

Пример 2.23. Расчет воздушно-тепловой завесы для главного входа в административное здание

Исходные данные

1. Забор воздуха происходит из открытого вестибюля. Входные двери вращающиеся.
2. Параметры наружного воздуха: $t_n = -25$ °С; $\rho_n = 1,42$ кг/м³.
3. Параметры внутреннего воздуха: $t_b = 16$ °С; $\rho_b = 1,22$ кг/м³.
4. Температура смеси воздуха – $t_{см} = 12$ °С.
5. Высота лестничной клетки – $h_{л.к} = 60$ м; высота створки входных дверей – $h_{дв} = 2,5$ м; высота этажа – $h_{эт} = 3,3$ м.

6. Площадь створки наружных входных дверей $F_{\text{вх}} = 0,8 \times 2,5 \approx 2 \text{ м}^2$; количество проходящих людей $n = 2500$ чел/ч.

Порядок расчета

1. Находим величину $h_{\text{расч}}$ по формуле (2.160):

$$h_{\text{расч}} = 0,5(60 + 2 \cdot 3,3 - 2,5) = 32,1 \text{ м.}$$

2. Определяем величину ΔP по формуле (2.158):

$$\Delta P = 9,8 \cdot 32,1(1,42 - 1,22) = 62,9 \text{ Па.}$$

3. Находим поправочный коэффициент k_2 , который учитывает число проходящих людей, место забора воздуха для завесы и тип вестибюля k_2 по прил. 26. Так как число людей, проходящих в здание, превышает 1500 чел/ч, то расчетное число людей для одной створки составит $n = 2500/2 = 1250$ чел/ч. При заборе воздуха из открытого вестибюля, вращающихся дверях и числе людей, проходящих через одну створку 1250 человек за 1 час, получим $k_2 = 0,46$.

4. Коэффициент расхода входа для вращающихся дверей (по табл. 2.12) $\mu_{\text{вх}} = 0,1$.

5. Определяем расход воздуха для воздушно-тепловой завесы с учетом того, что люди проходят одновременно через две створки и температура $t_3 = 50$ °С по формуле (2.8.8):

$$G_3 = 5100 \cdot 0,46 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot 2(12 + 25) \sqrt{62,9 \cdot 1,42} / (50 - 12) = 8630 \text{ кг/ч.}$$

6. Суммарную тепловую мощность калориферов воздушно-тепловой завесы определяем по формуле (2.161):

$$Q_3 = 0,28 \cdot 8630(50 - 12) = 91820 \text{ Вт.}$$

2.9. Обработка приточного воздуха

2.9.1. Калориферы

Нагревание воздуха в приточных камерах вентиляционных систем производится в теплообменных аппаратах, называемых калориферами. В качестве греющей среды может использоваться горячая вода, пар, электроэнергия.

Широко применяются калориферы биметаллические со спирально-накатным оребрением: КСк3 и КСк4, КПЗ–СК и КП4–СК. В качестве теплоносителя в калориферах КСк3 и КСк4 используется перегретая вода с рабочим избыточным давлением до 1,2 МПа и температурой до 180 °С. Теплоноситель в калориферах КПЗ–СК и КП4–СК – пар с избыточным давлением до 1,2 МПа.

Технические характеристики калориферов КСк3 приведены в табл. 2.13. Ширина одного калорифера КСк3 (глубина по ходу воздуха) – 180 мм.

Таблица 2.13

Технические характеристики калориферов КСк3

Обозначение	$F_H, \text{м}^2$	$f_v, \text{м}^2$	$f_{тр}, \text{м}^2$	A	Размер калорифера: длина×высота, м
КСк 3–5	10,20	0,21	0,0008	11,20	0,42×0,5
КСк 3–6	13,26	0,27	0,000846	12,12	0,53×0,5
КСк 3–7	16,34	0,33	0,000846	12,97	0,65×0,5
КСк 3–8	19,42	0,39	0,000846	13,83	0,78×0,5
КСк 3–9	22,50	0,46	0,000846	14,68	0,9×0,5
КСк 3–10	28,66	0,58	0,000846	16,39	1,15×0,5
КСк 3–11	83,12	1,66	0,00258	34,25	1,7×1,0
КСк 3–12	125,27	2,49	0,0030	64,29	1,7×1,5

Установка калориферов по отношению к проходящему через них воздуху может быть параллельной и последовательной. При последовательной схеме увеличивается скорость воздуха, что приводит к повышенной теплоотдаче калориферов, но при этом возрастает сопротивление калориферной установки.

Присоединение трубопроводов к многоходовым калориферам осуществляется по двум схемам – параллельной и последовательной. Оптимальная скорость движения воды в трубках 0,2–0,5 м/с. При теплоносителе воде в основном применяют по-

следовательное соединение калориферов по воде и параллельное – по воздуху.

В результате расчета калориферов определяется их тип, номер, количество, схемы соединения по воздуху и теплоносителю, аэродинамическое и гидравлическое сопротивление.

Расчет проводят в следующем порядке.

1. Расход теплоты для нагревания воздуха, Вт, определяют по формуле

$$Q = 0,28 \cdot L \cdot \rho_k \cdot c(t_k - t_n), \quad (2.162)$$

где L – расход нагреваемого воздуха (для холодного периода года), м³/ч; ρ_k – плотность воздуха, кг/м³, при температуре t_k , °С; c – удельная теплоемкость воздуха – 1,005 кДж/(кг·°С); t_n – температура воздуха до калорифера, °С, принимают равной t_n^B для холодного периода года; t_k – температура воздуха после калорифера, °С.

2. Задаются предварительной массовой скоростью воздуха в живом сечении калорифера $\upsilon\rho'$ в пределах 3–8 кг/(м²·с).

3. Определяют живое (фронтальное) сечение для прохода воздуха, м², по формуле

$$f'_B = \frac{L \cdot \rho_k}{3600 \cdot \upsilon\rho'}. \quad (2.163)$$

4. По справочным данным (см. табл. 2.13), исходя из полученного значения f'_B , подбирают тип, номер и число устанавливаемых параллельно по воздуху и последовательно по теплоносителю калориферов, суммарная площадь живого сечения которых $\sum f'_B$ приблизительно равна f'_B . Выписывают табличные данные: поверхность нагрева одного калорифера F_n , м², живое сечение для прохода воды $f_{тр}$, м².

5. Находят действительную массовую скорость, кг/(м²·с):

$$\upsilon\rho = L \cdot \rho / (3600 \cdot \sum f'_B). \quad (2.164)$$

6. Находят массовый расход воды, кг/ч:

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q}{0,28 \cdot c_{\text{ж}} (t_{\text{гор}} - t_{\text{обр}})}, \quad (2.165)$$

где $c_{\text{ж}}$ – удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·°C); $t_{\text{гор}}$ – температура горячей (подающей) воды, °C; $t_{\text{обр}}$ – температура обратной воды, °C.

7. Находят скорость воды в трубках калориферов, м/с:

$$v_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{ж}}}{f_{\text{тр}} \cdot 1000 \cdot 3600}. \quad (2.166)$$

8. По массовой скорости $v_{\text{р}}$ и скорости воды $v_{\text{тр}}$ находят коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·°C), (прил. 27).

9. Находят требуемую площадь поверхности нагрева калориферов, м²:

$$F_{\text{тр}} = \frac{1,1 \cdot Q}{k(t_{\text{сп}}^{\text{т}} - t_{\text{сп}}^{\text{в}})}, \quad (2.167)$$

где Q – расход теплоты для нагревания воздуха, Вт; $t_{\text{сп}}^{\text{т}}$ – средняя температура теплоносителя, °C (для воды $t_{\text{сп}}^{\text{т}} = (t_{\text{гор}} + t_{\text{обр}})/2$, для пара давлением до 0,03 МПа $t_{\text{сп}}^{\text{т}} = 100$ °C, для пара давлением свыше 0,03 МПа $t_{\text{сп}}^{\text{т}}$ равна температуре насыщенного пара, соответствующая его давлению) [32]; $t_{\text{сп}}^{\text{в}} = (t_{\text{н}} + t_{\text{к}})/2$ – средняя температура нагреваемого воздуха, °C; k – коэффициент теплопередачи калорифера, Вт/(м²·°C).

10. Определяют общее число устанавливаемых калориферов, шт.:

$$n' = \frac{F_{\text{тр}}}{F_{\text{н}}}. \quad (2.168)$$

Округляя число калориферов до ближайшего целого n , находят действительную площадь поверхности нагрева, $F_{\text{д}}$, м², калориферной установки:

$$F_d = F_n \cdot n. \quad (2.169)$$

11. Определяют запас поверхности нагрева калориферной установки, %:

$$\varphi = \frac{(F_d - F_{тр})100}{F_{тр}}. \quad (2.170)$$

Запас поверхности нагрева должен быть не более 10 %. При избыточной тепловой мощности калориферной установки более 10 % следует применить другую модель или номер калорифера и произвести повторный расчет.

12. Определяют аэродинамическое сопротивление калорифера по массовой скорости воздуха (прил. 27). В зависимости от схемы установки калориферов по воздуху определяют их общее аэродинамическое сопротивление ΔP_k , Па (при последовательной по воздуху установке калориферов потерю давления определяют умножением потери давления одного ряда калориферов на число рядов).

13. Гидродинамическое сопротивление калорифера прохождению воды $\Delta P_{тр}$, кПа,

$$\Delta P_{тр} = A \cdot v_{тр}^2, \quad (2.171)$$

где A – коэффициент, принимаемый по табл. 2.13.

Гидравлическое сопротивление установки определяют умножением сопротивления одного калорифера на число калориферов, подключенных последовательно по воде.

Пример 2.24. Подбор калорифера

Исходные данные

1. Объемный расход воздуха для нагревания $L = 6800 \text{ м}^3/\text{ч}$.
2. Теплоноситель – перегретая вода с параметрами $t_{гор} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{обп} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.
3. Температура приточного воздуха $t_{пр} = 13 \text{ }^\circ\text{C}$.
4. Проектируемое здание расположено в г. Минске.

Порядок расчета

Расчётная температура наружного воздуха в холодный период для г. Минска $t_n^B = -24\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Учитывая нагрев воздуха в вентиляторе на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$, воздух в калориферах необходимо подогревать до температуры $t_k = t_{\text{пр}} - 1 = 13 - 1 = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$.

1. Расход теплоты, необходимой для нагревания приточного воздуха, определяем по формуле (2.162):

$$Q = 0,28 \cdot 6800 \cdot 1,005 \cdot 1,238 (12 + 24) = 85280\text{ Вт.}$$

Плотность воздуха при $t_k = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\rho = 353/(273+12) = 1,238\text{ кг/м}^3$.

2. Задаемся массовой скоростью $v_p' = 7\text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$ и находим площадь фронтального сечения калориферной установки для прохода воздуха по формуле (2.163):

$$f'_B = 6800 \cdot 1,238 / (3600 \cdot 7) = 0,32\text{ м}^2.$$

3. Принимаем к установке один калорифер марки КСк 3–7 (см. табл. 2.13) с параметрами

$$f_B = 0,33\text{ м}^2; f_{\text{тр}} = 0,000846\text{ м}^2; F_n = 16,34\text{ м}^2.$$

4. Находим действительную массовую скорость по формуле (2.164) при установке одного калорифера:

$$v_p = 6800 \cdot 1,2 / (3600 \cdot 0,33) = 6,9\text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}.$$

5. Находим расход воды в калориферной установке по формуле (2.165):

$$G_{\text{ж}} = \frac{85280}{0,28 \cdot 4,19(150 - 70)} = 909\text{ кг/ч.}$$

6. Находим скорость воды в трубках калориферов по формуле (2.166):

$$v_{\text{тр}} = \frac{909}{0,000846 \cdot 1000 \cdot 3600} = 0,3\text{ м/с.}$$

7. По найденным значениям v_p и $v_{\text{тр}}$ по прил. 27 находим коэффициент теплопередачи калорифера:

$$k = 55\text{ Вт/(м}^2\cdot^{\circ}\text{C)}.$$

8. Определяем требуемую поверхность нагрева и средние температуры теплоносителя и воздуха:

$$F_{\text{тр}} = \frac{1,1 \cdot 85280}{55(110 + 6)} = 14,7 \text{ м}^2;$$

$$t_{\text{ср}}^T = (150 + 70)/2 = 110 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{ср}}^B = (-24 + 12)/2 = -6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

9. Определяем общее число устанавливаемых калориферов и действительную площадь поверхности нагрева:

$$n' = \frac{F_{\text{тр}}}{F_{\text{н}}} = \frac{14,7}{16,34} = 0,89;$$

$$F_{\text{д}} = 16,34 \cdot 1 = 16,34 \text{ м}^2.$$

10. Запас площади поверхности нагрева калорифера

$$\varphi = \frac{(F_{\text{д}} - F_{\text{тр}})100}{F_{\text{тр}}} = \frac{(16,34 - 14,7)100}{14,7} = 11 \text{ } \%.$$

11. Аэродинамическое сопротивление калорифера определяем по прил. 27 при $\nu_{\text{р}} = 6,9 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$:

$$\Delta P_{\text{к}} = 208 \text{ Па}.$$

12. Гидравлическое сопротивление калорифера определяем при $\nu_{\text{тр}} = 0,3 \text{ м/с}$; $A = 12,97 \text{ (см. табл. 2.13)}$:

$$\Delta P_{\text{тр}} = 12,97 \cdot 0,3^2 = 1,17 \text{ кПа}.$$

2.9.2. Фильтры

Воздушные фильтры представляют собой устройства для очистки приточного, а в ряде случаев и вытяжного воздуха.

Начальную запыленность очищаемого воздуха следует принимать по опытным данным. При отсутствии таких данных можно воспользоваться обобщенными показателями запыленности атмосферного воздуха (см. табл. 2.14).

Степень очистки (эффективность) фильтра, %, определяется отношением количества уловленной пыли к количеству поступающей:

$$E = \frac{G_n - G_k}{G_n} 100 \%, \quad (2.172)$$

где G_n – количество пыли до фильтра, г/ч; G_k – количество пыли после фильтра, г/ч.

Конструкция фильтра определяется характеристиками улавливаемой пыли и условиями эксплуатации.

Таблица 2.14

Показателями запыленности атмосферного воздуха [32]

Степень загрязнения воздуха	Характеристика местности	Среднесуточная концентрация пыли в воздухе, мг/м ³ , до
Чистый	Сельские местности и непромышленные поселки	0,15
Слабо загрязненный	Жилые районы промышленных городов	0,5
Сильно загрязненный	Индустриальные районы промышленных городов	1
Чрезмерно загрязненный	Территории промышленных предприятий с большими пылевыми выбросами	3 и более

При необходимости очистки воздуха объемом более 20 тыс. м³/ч рекомендуется применять сухие рулонные фильтры типа ФР. При очистке меньших объемов воздуха (до 20 тыс. м³/ч) целесообразно применять ячеиковые унифицированные фильтры типа Фя (прил. 28).

Замена фильтра или его регенерация осуществляется при превышении допустимой величины его аэродинамического сопротивления.

Пример. 2.25. Подбор фильтров

Исходные данные

1. Объем наружного воздуха, подаваемого в производственные помещения предприятия, расположенного в индустриальном районе промышленного города, $L = 6000$ м³/ч.
2. Располагаемое давление вентиляционной системы 150 Па.
3. Режим работы двухсменный – $\tau = 16$ ч.
4. Фильтры должны быть регенерируемыми.

Порядок расчета

1. По табл. 2.14 примем начальную среднесуточную концентрацию пыли в атмосферном воздухе $c_{cc} = 1 \text{ мг/м}^3 = 0,001 \text{ г/м}^3$.

2. Для проектируемого объекта можно применить фильтры грубой очистки. Учитывая небольшой объем очищаемого воздуха, примем для установки ячейковые фильтры типа ФЯР с площадью рабочего сечения $f = 0,22 \text{ м}^2$ и удельной воздушной нагрузкой L' до $10000 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$ каждый (прил. 28).

3. Для очистки подаваемого воздуха в количестве $L = 6000 \text{ м}^3/\text{ч}$ установим четыре фильтра. Тогда действительная удельная воздушная нагрузка одного фильтра, $\text{м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$, составит:

$$L' = \frac{L}{4f}, \quad (2.173)$$

$$L' = \frac{6000}{4 \cdot 0,22} = 6818 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2).$$

4. По рис. 2.17 при $L' = 6818 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$ определим начальное сопротивление фильтра: $H = 38 \text{ Па}$.

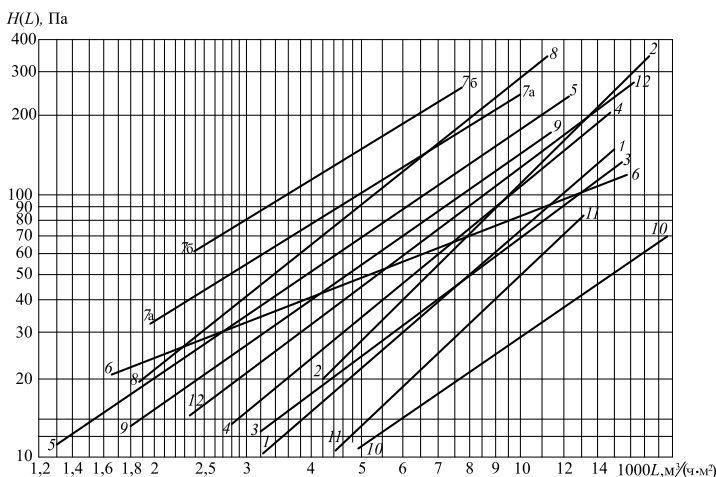


Рис. 2.17. Аэродинамические характеристики фильтров и фильтрующих материалов:

1 – ФЯРБ; 2 – ФЯВБ; 3 – ФЯУБ, ФЯУК, ФРУ, ФЭ; 4 – ФЯПБ; 5 – ФЯЛ; 6 – ФЯКП; 7а – ФНИ-3; 7б – ИФП; 8 – ФВНР; 9 – ФРНК; 10 – ФРС; 11 – Кд, КТ

5. Эффективность фильтров можно принять в среднем равной $E = 80\%$ ($\eta = 0,8$) (прил. 28 или рис. 2.18).

6. Расчетная пылеемкость фильтров при увеличении сопротивления до 150 Па, т. е. на $H = 150 - 38 = 112$ Па по сравнению с начальным, определяется по рис. 2.18 и составляет $G_y = 2420$ г/м².

Количество пыли, оседающей на фильтрах ФяР за 1 сутки, г/сут, составит:

$$G_{\text{сут}} = c_{\text{св}} L \eta \tau, \quad (2.174)$$

$$G_{\text{сут}} = 0,001 \cdot 6000 \cdot 0,80 \cdot 16 = 76,8 \text{ г/сут.}$$

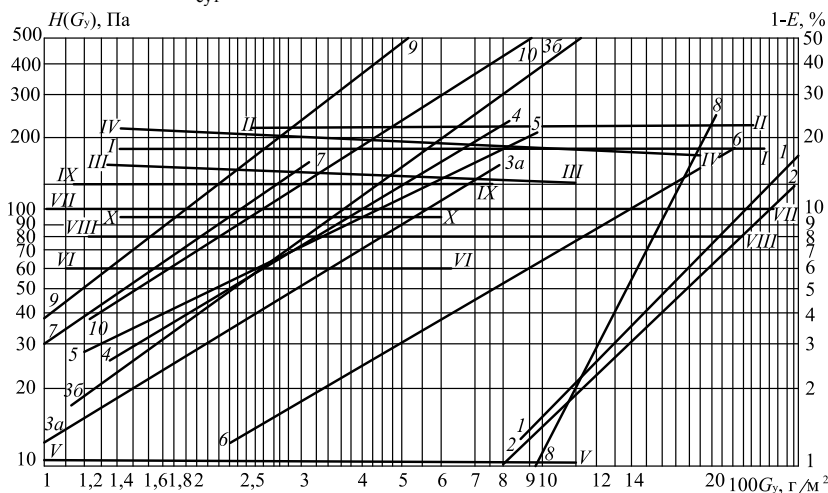


Рис. 2.18. Пылевая характеристика фильтра и фильтрующих материалов:

1, I – ФяРБ; 2, II – ФяВБ; 3а, III – ФяУБ, ФяУК, ФРУ при $L' = 7000 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$; 3б, III – то же, при $L' = 10000 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$; 4, IV – ФяПБ; 5, V – ФяЛ; 6, VI – ФяКП; 7, VII – ФНИ-3; 8, VIII – ФЭ; 9, IX – ФВНР; 10, X – ФРНК

8. Продолжительность работы фильтра, сут, без регенерации составит:

$$\tau_{\phi} = \frac{G_y f}{G_{\text{сут}}}, \quad (2.175)$$

$$\tau_{\phi} = \frac{2420}{76,8} = 31,5 \text{ сут.}$$

Таким образом, регенерацию фильтра следует производить через 31,5 сут.

2.10. Определение влаговыделений и тепловыделений при испарении жидкости

Влага, выделяющаяся в помещение с открытой водной поверхности, может быть исходной величиной при определении воздухообмена. Дальтоном (1803) экспериментально установлено, что скорость испарения воды с открытой поверхности пропорциональна разности между давлением пара у поверхности воды при температуре испаряющейся жидкости и 100%-м насыщении P_1 и парциальном давлением пара в воздухе P_2 . Жидкость испаряется при температурах ее поверхности выше и ниже температуры окружающей среды. В первом случае поток теплоты, необходимой для испарения, направлен от поверхности жидкости в окружающую среду рис. 2.19, а, во втором – из окружающей среды к поверхности жидкости рис. 2.19, б.

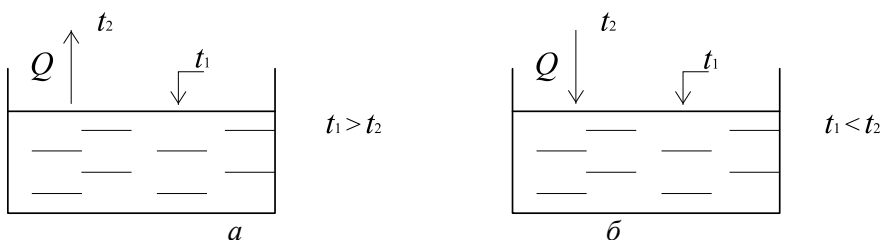


Рис. 2.19. Тепломассообмен поверхности жидкости с окружающей средой

Уравнение теплообмена имеет вид (уравнение для плотности теплового потока):

$$q = \alpha(t_1 - t_2), \quad (2.176)$$

где $\alpha = \alpha_k + \alpha_l$ – коэффициент теплообмена конвекцией и лучеиспусканием, Вт/м²·К; t_1 – температура поверхности жидкости, °С; t_2 – температура окружающей среды, °С.

Масса испаряющейся жидкости в единицу времени, кг/с, определяется по формулам

$$w = \beta_p (P_1 - P_2) \quad \text{или} \quad w = \beta_c (c_1 - c_2), \quad (2.177)$$

где P_1 и c_1 , P_2 и c_2 – парциальные давления водяных паров и концентраций у поверхности жидкости, соответствующие условию насыщения ($\phi = 100\%$), и в окружающем воздухе, Па и кг/м³, соответственно; β_p и β_c – коэффициенты массообмена, определяемые по P и c , м/с и с/м, соответственно.

Коэффициенты α и β определяются на основе критериальных соотношений Nu и Nu' . А.В. Нестеренко и Л.В. Петров на основе экспериментальных исследований предложили формулы для расчета смешанного режима (вынужденного и свободно-конвективного) теплообмена над поверхностью жидкости:

при $Re < 2 \cdot 10^4$, $Ar Pr > 6 \cdot 10^7$

$$Nu = 0,113 (1 + 0,5 Lo^{-0,5}) (Ar Pr)^{1/3}, \quad (2.178)$$

$$Nu' = 0,1386 (1 + 0,5 Lo^{-0,5}) (Ar Pr')^{1/3}; \quad (2.179)$$

при $Re > 2 \cdot 10^4$, $Lo \leq Pr^{1/3}$

$$Nu = 0,0337 \left[1 + 0,18 (1 + Lo^{0,5}) Lo^{0,25} \right] Re^{0,8} Pr^{1/3}, \quad (2.180)$$

$$Nu' = 0,0398 \left[1 + 0,18 (1 + Lo^{0,5}) Lo^{0,25} \right] Re^{0,8} Pr'^{1/3}, \quad (2.181)$$

где $Nu = \frac{\alpha_k l}{\lambda}$ – тепловой Нуссельт или число Нуссельта для теплообмена;

$Nu' = \frac{\beta_c l}{D}$ – диффузионный Нуссельт или число Нуссельта для массообмена;

α_k – коэффициент конвективного теплообмена; λ – коэффициент теплопроводности воздуха, определяемый по средней температуре $t_{cp} = (t_1 + t_2)/2$; D – коэф-

коэффициент диффузии водяных паров; l – характерный линейный размер (при естественной конвекции $l = \sqrt{F}$; F – площадь поверхности тепло- и массообмена).

Критерий Архимеда определяется как

$$Ar = \frac{gl^3}{\nu^2} \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_1}, \quad (2.182)$$

где g – ускорение силы тяжести, ν – коэффициент кинематической вязкости, ρ_1 и ρ_2 – плотность воздуха в пограничном слое и в окружающем воздухе.

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{vl}{\nu}, \quad (2.183)$$

где v – скорость движения воздуха.

Тепловой критерий Прандтля

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad a = \frac{\lambda}{\rho c_p}, \quad (2.184)$$

где a – коэффициент температуропроводности; ρ – плотность воздуха, кг/м^3 ; λ – коэффициент теплопроводности, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$; c_p – удельная изобарная теплоемкость воздуха, $\text{Дж/кг} \cdot \text{К}$

Диффузионный критерий Прандтля

$$Pr' = \frac{\nu}{D}. \quad (2.185).$$

Критерий Ломоносова, учитывающий соотношение тепловой и вынужденной конвекции:

$$Lo = \frac{Ar}{Re^2} = \frac{gl}{\nu^2} \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_1}. \quad (2.186)$$

Количество теплоты и массы (воды), участвующее в процессе тепло- и массообмена над поверхностью ванны, можно определить как

$$Q_k = qF = \alpha_k (t_1 - t_2) F, \quad (2.187)$$

$$W = wF = \beta_p (P_1 - P_2) F \text{ или } W = wF = \beta_c (c_1 - c_2) F, \quad (2.188)$$

F – площадь зеркала ванны.

Коэффициент конвективного теплообмена определяют с учетом геометрического фактора

$$\alpha_k = \frac{\lambda}{l} \text{Nu} \overline{H}^{0,25}, \quad (2.189)$$

$$\overline{H} = 1 + \frac{\Delta h}{l}, \quad (2.190)$$

где Δh – расстояние по вертикали от поверхности жидкости до кромки сосуда (ванны), l – характерный размер сосуда (длина по направлению движения воздуха).

Количество теплоты, отдаваемой поверхностью воды лучеиспусканием:

$$Q_{\text{л}} = c_{\text{пр}} F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \psi, \quad (2.191)$$

где $c_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент излучения; T_1 и T_2 – абсолютные температуры поверхности жидкости и окружающего воздуха; ψ – угловой коэффициент излучения.

Пример 2.26. Определение количества явной теплоты, поступающей в помещение с открытой поверхности ванны

Исходные данные

1. Размер ванны $b \times l = 1,2 \times 1$ м.
2. Температура воды в глубине жидкости $t_{\text{ж}} = 35$ °С, уровень воды находится на глубине $\Delta h = 0,08$ м от кромки ванны.
3. Параметры окружающей среды: $t_{\text{в}} = 18$ °С, $\varphi = 50$ %.
4. Направление потока воздуха вдоль борта ванны длиной 1 м, скорость движения воздуха над поверхностью $v = 1$ м/с.

Порядок расчета

1. Определяем температуру на поверхности ванны
 $t_{\text{п}} = 35 - 2 = 33$ °С, $t_{\text{ср}} = (33 + 18)/2 = 25,5$ °С.

Здесь принято, что поверхность жидкости в ванне на 2 °С ниже температуры жидкости в ее глубине.

2. Находим значение теплопроводности, температуропроводности и кинематической вязкости воздуха по теплофизическим таблицам [31]

$$\begin{aligned}\lambda(t_{cp}) &= 2,63 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м·К)}, \\ a(t_{cp}) &= 0,222 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}, \\ \nu(t_{cp}) &= 15,57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.\end{aligned}$$

3. Характерный геометрический размер $l = 1$ м. Поправка на высоту борта ванны по формуле (2.190)

$$\overline{H} = 1 + 0,08/1 = 1,08.$$

4. Вычисляем парциальное давление насыщенного воздуха у поверхности жидкости при $t_{\pi} = 33$ °С:

– по теплофизическим таблицам [31]

$$P_{\text{н.п}} = 5029 \text{ Па};$$

– по формуле [30]

$$P_{\text{н.п}} = 479 + (11,52 + 1,62 t_{\pi})^2, \quad (2.192)$$

$$P_{\text{н.п}} = 479 + (11,52 + 1,62 \cdot 33) = 4701 \text{ Па};$$

– по формуле [26]

$$\text{при } T = 303 \dots 343 \text{ К} \quad P_{\text{н.п}} = 4276,29 \cdot e^{5201,3 \left(\frac{1}{303} - \frac{1}{T} \right)}, \quad (2.193)$$

$$P_{\text{н.п}} = 4276,29 \cdot e^{5201,3 \left(\frac{1}{303} - \frac{1}{306} \right)} = 5058 \text{ Па}.$$

5. Определяем плотность влажного воздуха над поверхностью жидкости из уравнения состояния

$$\begin{aligned}\rho_{\pi} &= \rho_{\pi_{\text{пар}}} + \rho_{\pi_{\text{с.в}}} = \frac{P_{\text{с.в}} \cdot M_{\text{с.в}}}{RT_{\pi}} + \frac{P_{\pi} \cdot M_{\pi}}{RT_{\pi}} = \\ &= \frac{BM_{\text{с.в}}}{RT_{\pi}} - \frac{M_{\text{с.в}} - M_{\pi}}{R} P_{\pi},\end{aligned}$$

где T_{π} – абсолютная температура у поверхности жидкости, К; R – универсальная газовая постоянная, равная $8314 \cdot 10^3$ Дж/моль·К; $\rho_{\pi_{\text{пар}}}$, $\rho_{\pi_{\text{с.в}}}$ – плотности сухого воздуха и пара соответственно, кг/м³; B – барометрическое давление влажного воз-

духа, Па; $P_{\text{с.в}}$ – парциальное давление сухого воздуха, Па; $P_{\text{п}}$ – парциальное давление пара, Па; $M_{\text{с.в}}$, $M_{\text{п}}$ – молекулярные массы сухого воздуха и водяного пара, кг/кмоль.

При $M_{\text{с.в}} = 29$ кг/кмоль, $M_{\text{п}} = 18$ кг/кмоль, $B = 101325$ Па:

$$\rho_{\text{п}} = \frac{353}{T_{\text{п}}} - 1,32 \cdot 10^{-3} \frac{P_{\text{п}}}{T_{\text{п}}}, \quad (2.194)$$

где $\frac{M_{\text{с.в}} - M_{\text{п}}}{R} = \frac{29 - 18}{8314} \cong 1,32 \cdot 10^{-3}$.

$$\rho_{\text{п}} = \frac{353}{306} - 1,32 \cdot 10^{-3} \frac{5038}{306} = 1,1536 - 0,02182 = 1,132 \text{ кг / м}^3.$$

6. Определяем парциальное давление воздуха окружающей среды (при определении по I - d -диаграмме влажного воздуха выходим за границы) из выражения для влагосодержания:

$$d_{\text{в}} = 0,623 \frac{P_{\text{в}}}{B - P_{\text{в}}}, \quad (2.195)$$

где $M_{\text{п}}/M_{\text{с.в}} = 18/29 = 0,623$.

По I - d -диаграмме влажного воздуха $d_{\text{в}} = 6,5$ г/кг при $t_{\text{в}} = 18$ °C и $\phi = 50\%$.

$$P_{\text{в}} = \frac{d_{\text{в}} \cdot B}{0,623 + d_{\text{в}}} = \frac{0,0065 \cdot 101325}{0,623 + 0,0065} = 1046 \text{ Па}.$$

7. Плотность воздуха найдем из выражения

$$\rho_{\text{в}} = \frac{353}{T_{\text{в}}} - 1,32 \cdot 10^{-3} \frac{P_{\text{в}}}{T_{\text{в}}}, \quad (2.196)$$

$$\rho_{\text{в}} = \frac{353}{291} - 1,32 \cdot 10^{-3} \frac{1046}{291} = 1,208 \text{ кг / м}^3.$$

8. Найдем необходимые для расчета числа подобия:

– критерий Архимеда по формуле (2.182)

$$\text{Ar} = \frac{9,81 \cdot 1^3}{(15,57 \cdot 10^{-6})^2} \frac{1,132 - 1,208}{1,132} = 2,717 \cdot 10^9;$$

– число Рейнольдса по формуле (2.183)

$$\text{Re} = \frac{1 \cdot 1}{15,57 \cdot 10^{-6}} = 6,7 \cdot 10^4.$$

– число Ломоносова по формуле (2.186)

$$Lo = \frac{2,717 \cdot 10^9}{(6,7 \cdot 10^4)^2} = 0,605.$$

– число Прандтля по формуле (2.184)

$$Pr = \frac{15,57 \cdot 10^{-6}}{0,222 \cdot 10^{-4}} = 0,702.$$

9. Так как $Re > 2 \cdot 10^4$ и $Lo < Pr^{1/3}$, то Nu определяем по выражению (2.180):

$$Nu = 0,0337 \left[1 + 0,18 (1 + 0,605^{0,5}) 0,605^{0,25} \right] (6,7 \cdot 10^4)^{0,8} 0,702^{1/3} = 278,7.$$

10. Определим коэффициент теплообмена по формуле (2.189)

$$\alpha_k = \frac{2,63 \cdot 10^{-2}}{1} 278,7 \cdot 1,08^{0,25} = 7,47 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

11. Количество теплоты, отдаваемой поверхностью воды конвекцией, по формуле (2.187) составит:

$$Q_k = 7,47 \cdot 1,2 (33 - 18) = 134,5 \text{ Вт}.$$

12. Количество теплоты, отдаваемой поверхностью воды излучением, по формуле (2.191) составит:

$$Q_l = 5,6 \cdot 1,2 \left[\left(\frac{273 + 33}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + 18}{100} \right)^4 \right] 0,9 = 96,6 \text{ Вт},$$

здесь принято $c_{\text{пр}} = 5,6 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}^4$, $\Psi = 0,9$.

13. Общее количество теплоты, отдаваемой поверхностью воды, составит:

$$Q = Q_k + Q_l = 134,5 + 96,6 = 231,1 \text{ Вт}.$$

Пример 2.27. Определение количества испаряющейся в помещении влаги с открытой поверхности ванны

Исходные данные

1. Размер ванны $b \times l = 1,2 \times 1 \text{ м}$.

2. Температура воды в глубине жидкости $t_{\text{ж}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, уровень воды находится на глубине $\Delta h = 0,08 \text{ м}$ от кромки.

3. Параметры окружающей среды: $t_b = 18^\circ\text{C}$, $\phi = 50\%$, $P_6 = B = 745$ мм рт. ст.

4. Направление потока воздуха вдоль борта ванны длиной 1 м, скорость движения воздуха над поверхностью $v = 1$ м/с.

5. Основные теплофизические параметры и числа подобия принять из примера 2.26.

Порядок расчета

1. Коэффициент диффузии определяется по эмпирическому соотношению

$$D = 0,0754 \left(\frac{T_{\text{cp}}}{273} \right)^{1,89} \frac{760}{B}, \quad (2.197)$$

$$D = 0,0754 \left(\frac{274 + 25,5}{273} \right)^{1,89} \frac{760}{745} = 0,091 \text{ м}^2/\text{ч}.$$

2. Определяем диффузионный критерий Прандтля по выражению (2.185)

$$\text{Pr}' = \frac{15,57 \cdot 10^{-6}}{0,091/3600} = 0,616,$$

$$\text{Pr}'^{\frac{1}{3}} = 0,616^{\frac{1}{3}} = 0,851.$$

3. В соответствии с полученными параметрами $\text{Re} > 2 \cdot 10^4$, $\text{Lo} \leq \text{Pr}'^{1/3}$ для расчета Nu' воспользуемся формулой (2.181).

$$\text{Nu}' = 0,0398 \left[1 + 0,18 \left(1 + 0,605^{0,5} \right) 0,605^{0,25} \right] \left(6,7 \cdot 10^4 \right)^{0,8} 0,616^{\frac{1}{3}} = 315.$$

4. Определим коэффициент массообмена

$$\beta_c = \frac{D}{l} \text{Nu}' \bar{H}, \quad (2.198)$$

$$\beta_c = \frac{0,091}{1} 315 \cdot 1,08 = 31,0 \text{ м/ч}.$$

5. Концентрация водяных паров у поверхности воды составит:

$$c_{\text{п}} = \rho_{\text{п пар}} = \frac{P_{\text{п}} M_{\text{п}}}{RT_{\text{п}}} \approx 2,16 \cdot 10^{-3} \frac{P_{\text{п}}}{T_{\text{п}}}, \quad (2.199)$$

$$c_{\text{п}} = 2,16 \cdot 10^{-3} \frac{5058}{306} = 3,57 \cdot 10^{-2} \text{ кг / м}^3.$$

6. Концентрация водяных паров в окружающем воздухе

$$c_{\text{в}} = \rho_{\text{в пар}} = \frac{P_{\text{в}} M_{\text{в}}}{RT_{\text{в}}} \approx 2,16 \cdot 10^{-3} \frac{P_{\text{в}}}{T_{\text{в}}}, \quad (2.200)$$

$$c_{\text{в}} = 2,16 \cdot 10^{-3} \frac{1050}{291} = 0,7794 \cdot 10^{-2} \text{ кг / м}^3.$$

7. Определим количество влаги, испаряющейся с поверхности ванны, по выражению (2.188):

$$W = 31 \cdot 1,2(3,57 - 0,7794)10^{-2} = 1,038 \text{ кг / ч}.$$

8. Удельная теплота парообразования составит:

$$r = 2500 - 2,38t_{\text{п}}, \quad (2.201)$$

$$r = 2500 - 2,38 \cdot 33 = 2422 \text{ кДж/кг}.$$

9. Количество скрытого тепла можно определить из выражения

$$Q_{\text{с}} = r \cdot W, \quad (2.202)$$

$$Q_{\text{с}} = 2422 \cdot 1,038 = 2514 \text{ кДж/ч} \text{ или } Q_{\text{с}} = 0,7 \text{ кВт}.$$

Пример 2.28. Определение количества воды, испаряющейся с поверхности пола мокрого цеха

Исходные данные

1. Температура воздуха помещения $t_{\text{в}} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$, барометрическое давление $P_{\text{б}} = B = 745 \text{ мм рт. ст.}$, относительная влажность $\varphi = 70 \text{ \%}$.

2. Площадь пола $F = 15 \times 24 = 360 \text{ м}^2$.

3. Вода покрывает пол тонким слоем.

Порядок расчета

1. Вода, длительное время находящаяся на полу, принимает температуру мокрого термометра, и процесс испарения воды

с пола протекает при постоянстве энтальпии ($I = \text{const}$). По I - d -диаграмме при $t_{\text{в}} = 18^\circ\text{C}$ и $\phi = 70\%$ определяем температуру мокрого термометра, которую принимаем за температуру поверхности жидкости на полу

$$t_{\text{п}} = 15^\circ\text{C}.$$

2. Средняя температура составит величину

$$t_{\text{ср}} = (15 + 18) / 2 = 16,5^\circ\text{C}.$$

3. Характерный геометрический размер:

$$l = \sqrt{F} = \sqrt{360} = 19 \text{ м}.$$

4. Кинематическая вязкость воздуха по теплофизическим таблицам [31]

$$\nu(t_{\text{ср}}) = 14,75 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

5. Парциальное давление насыщенного воздуха у поверхности пола при $t_{\text{п}} = 15^\circ\text{C}$ и $\phi = 100\%$ по I - d -диаграмме

$$P_{\text{н.п}} = 1694 \text{ Па}.$$

- Парциальное давление не насыщенного воздуха при $t_{\text{п}} = 18^\circ\text{C}$ и $\phi = 70\%$ по I - d -диаграмме

$$P_{\text{в}} = 1446 \text{ Па}.$$

6. Плотность влажного воздуха над поверхностью жидкости составит по формуле (2.194)

$$\rho_{\text{п}} = \frac{353}{288} - 1,32 \cdot 10^{-3} \frac{1694}{288} = 1,218 \text{ кг / м}^3.$$

7. Плотность влажного воздуха над поверхностью жидкости составит по формуле (2.196)

$$\rho_{\text{в}} = \frac{353}{291} - 1,32 \cdot 10^{-3} \frac{1446}{291} = 1,206 \text{ кг / м}^3.$$

8. Критерий Архимеда по формуле (2.182) будет равен:

$$\text{Ar} = \frac{9,81 \cdot 19^3}{(14,74 \cdot 10^{-6})^2} \frac{1,218 - 1,206}{1,218} = 3,04 \cdot 10^{12}.$$

9. Коэффициент диффузии определяется по эмпирическому соотношению (2.197)

$$D = 0,0754 \left(\frac{274 + 16,5}{273} \right)^{1,89} \frac{760}{745} = 0,0859 \text{ м}^2 / \text{ч}.$$

10. Диффузионное число Прандтля по формуле (2.185) будет равно:

$$\text{Pr}' = \frac{14,75 \cdot 10^{-6}}{0,0859/3600} = 0,618.$$

11. Для естественной конвекции при $\text{ArPr}' = 3 \cdot 10^6 - 2 \cdot 10^8$

$$\text{Nu} = 5 (\text{Ar Pr})^{0,104}; \quad (2.203)$$

$$\text{Nu}' = 0,66 (\text{Ar Pr}')^{0,26}, \quad (2.204)$$

$$\text{Nu}' = 0,66 (3,04 \cdot 10^{12} \cdot 0,618)^{0,26} = 1025.$$

12. Определим коэффициент массообмена

$$\beta_c = \frac{D}{l} \text{Nu}', \quad (2.205)$$

$$\beta_c = \frac{0,0859}{16} 1025 = 27,9 \text{ м / ч.}$$

13. Концентрация водяных паров у поверхности воды по формуле (2.10.24) составит величину

$$c_{\text{п}} = 2,16 \cdot 10^{-3} \frac{1694}{288} = 1,27 \cdot 10^{-2} \text{ кг / м}^3.$$

14. Концентрация водяных паров в окружающем воздухе по формуле (2.199)

$$c_{\text{в}} = 2,16 \cdot 10^{-3} \frac{1446}{291} = 1,07 \cdot 10^{-2} \text{ кг / м}^3.$$

15. Определим количество влаги, испаряющейся с поверхности мокрого пола, по формуле (2.200)

$$W = 27,9 \cdot 360 (1,27 - 1,07) 10^{-2} = 3,34 \text{ кг / ч.}$$

2.11. Аэрация промышленного здания

Аэрацией называют организованный естественный воздухообмен в помещении. Ее осуществляют через специально предусмотренные регулируемые отверстия в наружных ограждениях с использованием естественных побудителей движения

воздуха – гравитационных сил и ветра. Аэрация может обеспечивать весьма интенсивное проветривание помещений.

Учитывая сложность процесса аэрации, практические расчеты ее проводят при определенных допущениях. Основные из этих допущений следующие:

- 1) тепловой и воздушный режимы помещения считают установившимися во времени;
- 2) под температурой рабочей зоны понимают среднюю по объему зоны температуру воздуха;
- 3) изменение температуры по вертикали принимают по линейному или линейно-ступенчатому закону;
- 4) стеснения конвективных струй над нагретым оборудованием не учитывают;
- 5) энергию приточных струй не учитывают, считая, что она полностью рассеивается в объеме рабочей зоны;
- 6) при определении расходов через проемы не учитывают их высоту, пренебрегая изменением разности давлений по вертикали;
- 7) при составлении баланса воздуха в помещении не учитывают неорганизованный естественный воздухообмен.

В зависимости от удельной теплонапряженности помещения, высоты помещения (здания), температуры наружного воздуха и скорости ветра применяют один из трех вариантов расчета. Основным условием, определяющим вариант расчета, является соотношение между значениями ветрового и гравитационного давлений.

Аэрация под действием только гравитационных сил. Действием ветра можно пренебречь, если $P_{v1} \leq 0,5H\Delta p_g$, т. е. избыточное ветровое давление меньше половины максимального значения гравитационного давления. Здесь P_{v1} – ветровое давление на уровне нижнего ряда аэрационных отверстий; H – расстояние по вертикали между центрами приточных и вытяжных аэрационных отверстий.

Для изолированного помещения, в котором аэрация происходит через открытые проемы, расположенные на одном из

фасадов, при любой скорости ветра будет иметь место рассматриваемый случай.

Аэрация под действием только ветра при $P_{v1} \geq 10H\Delta\rho g$. Этот случай наблюдается в помещениях без тепловыделений (склады химикатов, оборудования, некоторые производственные помещения с влаговыведениями и др.).

Аэрация при совместном действии гравитационных сил и ветра при $0,5H\Delta\rho g < P_{v1} < 10H\Delta\rho g$.

Варианты расчета аэрации различаются в основном способом определения расчетных перепадов давлений.

При расчете аэрации возможна прямая или обратная задача (деление на эти две задачи условно).

Прямая задача – определение площади открытых проемов, необходимой для обеспечения аэрации помещения. Эту задачу приходится решать в случае, когда площадь аэрационных проемов заведомо меньше площади остекления, определенной из условия освещения помещения.

При этом обычно задаются значением P_0 (давлением в помещении) и по заданным расходам $L_{п.а}$ и $L_{у.а}$ определяют площади аэрационных проемов $F_{п.а}$ и $F_{у.а}$.

Обратная задача – расчет фактического воздухообмена при заданных площадях $F_{п.а}$ и $F_{у.а}$ аэрационных приточных и вытяжных отверстий. В цехах, где площадь открывающихся световых проемов недостаточна для организации аэрации, в наружных ограждениях необходимо предусматривать устройство специальных аэрационных проемов. Цель расчета – определение минимальной площади этих проемов. Задачу решают подбором: задаваясь площадями $F_{п.а}$ и $F_{у.а}$, определяют такое значение P_0 , при котором осуществляется расчетный воздухообмен.

Для обеспечения устойчивой аэрации при решении как прямой, так и обратной задачи следует выполнять следующую рекомендацию: эквивалентная площадь приточных отверстий $\Sigma F_{п.п}$ должна превышать эквивалентную площадь вытяжных отверстий $\Sigma F_{у.у}$, т. е.

$$\Sigma F_{\Pi \mu_{\Pi}} \approx a \Sigma F_{y \mu_y}, \quad (2.206)$$

где a – коэффициент, равный 1,2–1,3.

Выполнение этого условия предотвращает «опрокидывание» потока в вытяжных отверстиях.

Основные расчетные соотношения и порядок расчета приведены в [30].

Пример 2.29. Расчет аэрации однопролетного промышленного здания

Исходные данные

1. Схема аэрации однопролетного промышленного здания представлена на рис. 2.20.

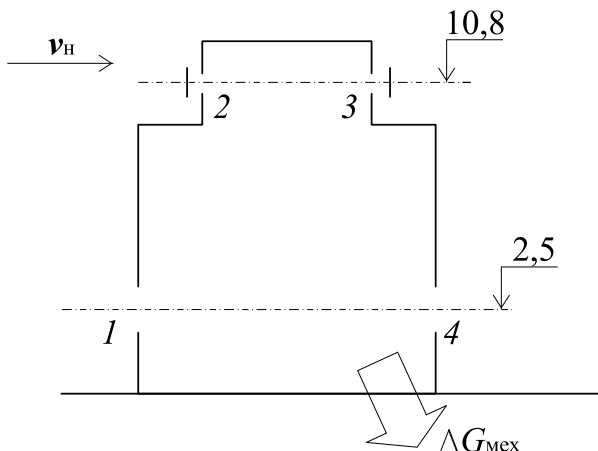


Рис. 2.20. Вертикальный разрез здания и схема связей помещения с наружным воздухом:

1 и 4 – приточные отверстия, 2 и 3 – вытяжные отверстия, $\Delta G_{\text{мех}}$ – дебаланс воздуха, создаваемый вентиляционными системами с механическим побуждением движения воздуха

2. Теплоизбытки $\Delta Q = 5,3 \cdot 10^6$ кДж/ч.

3. Расстояние по вертикали между центром приточных и вытяжных отверстий $h = 8,3$ м.

4. Температура наружного воздуха $t_n = 18^\circ\text{C}$.

5. Скорость ветра $v_n = 3$ м/с; эмпирический коэффициент $m = 0,65$ (величина обратная коэффициенту воздухообмена).

6. Приточная система механической вентиляции подает $G_{п2} = 40000$ кг/ч воздуха с температурой $t_{п2} = 17^\circ\text{C}$; вытяжная система удаляет $G_{y2} = 290000$ кг/ч воздуха с температурой $t_{y2} = t_{p.3} = 23^\circ\text{C}$.

7. Аэродинамические коэффициенты $k_{aэp1} = +0,8$, $k_{aэp2} = k_{aэp3} = -0,42$ (фонарь с ветрозащитными щитами), $k_{aэp4} = -0,39$;

8. Коэффициенты расхода $\mu_n = 0,51$, $\mu_y = 0,45$ (1 – естественная вентиляция (аэрация); 2 – механическая вентиляция.)

Порядок расчета

1. Определяем температуру удаляемого воздуха:

$$t_{y1} = t_n + \frac{t_{p.3} - t_n}{m}, \quad (2.207)$$

$$t_{y1} = 18 + \frac{23 - 18}{0,65} = 25,7^\circ\text{C}.$$

2. Определяем среднюю по высоте помещения температуру внутреннего воздуха:

$$t_b = 0,5(t_{p.3} + t_{y1}), \quad (2.208)$$

$$t_b = 0,5(23 + 25,7) = 24,3^\circ\text{C}.$$

3. Определяем плотность воздуха, соответствующую температурам $t_n = t_{п1} = 18^\circ\text{C}$, $t_{y1} = 25,7^\circ\text{C}$, $t_b = 24,3^\circ\text{C}$:

$$\rho_n = \frac{353}{273 + t}, \quad (2.209)$$

$$\rho_n = \frac{353}{273 + 18} = 1,213 \text{ кг / м}^3;$$

$$\rho_y = 1,186 \text{ кг / м}^3; \quad \rho_b = 1,189 \text{ кг / м}^3.$$

4. Определяем вариант расчета аэрации:

$$\frac{P_{v1}}{h\Delta\rho g} = \frac{(k_{\text{аэп1}} - k_{\text{аэп min}}) \rho_{\text{н}} v_{\text{н}}^2}{2h(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}})g}, \quad (2.210)$$

$$\frac{P_{v1}}{h\Delta\rho g} = \frac{(0,8 + 0,42)1,213 \cdot 3^2}{2 \cdot 8,3(1,213 - 1,189)8,9} = 3,4.$$

Так как $0,5 < 3,4 < 10$, то при расчете аэрации следует учитывать совместное действие ветра и гравитационных сил.

5. Определяем расчетные наружные давления, приняв за нуль давление на уровне середины верхних проемов:

$$P = (k_{\text{аэп1,4}} - k_{\text{аэп2}}) \frac{\rho_{\text{н}} v_{\text{н}}^2}{2} + h\Delta\rho g, \quad (2.211)$$

$$P_1 = (0,8 + 0,42) \frac{1,213 \cdot 3^2}{2} + 8,3(1,213 - 1,189)9,8 = 8,6 \text{ Па};$$

$$P_4 = (-0,39 + 0,42) \frac{1,213 \cdot 3^2}{2} + 8,3(1,213 - 1,189)9,8 = 2,11 \text{ Па};$$

$$P_2 = P_3 = 0.$$

6. Определяем дебаланс механической вентиляции:

$$\Delta G_{\text{мех}} = G_{\text{н2}} - G_{\text{y2}}, \quad (2.212)$$

$$\Delta G_{\text{мех}} = 40000 - 290000 = -0,25 \cdot 10^6 \text{ кг / ч.}$$

7. Определяем требуемые аэрационные расходы (решаем систему уравнений балансов тепла и воздуха):

$$\begin{cases} \Delta Q + G_{\text{н1}} I_{\text{н1}} + G_{\text{н2}} I_{\text{н2}} - G_{\text{y1}} I_{\text{y1}} - G_{\text{y2}} I_{\text{y2}} = 0, \\ G_{\text{н1}} + G_{\text{н2}} - G_{\text{y1}} - G_{\text{y2}} = 0. \end{cases} \quad (2.213)$$

Здесь $G_{\text{н1}}$, G_{y1} – расход приточного и удаляемого аэрационной системой воздуха; $G_{\text{н2}}$, G_{y2} – производительность соответствующих систем механической вентиляции. Решение системы имеет следующий вид:

$$G_{\text{y1}} = \frac{\Delta Q + G_{\text{н2}} c_p (t_{\text{н2}} - t_{\text{н1}}) - G_{\text{y2}} c_p (t_{\text{y2}} - t_{\text{н1}})}{c_p (t_{\text{y1}} - t_{\text{н1}})}, \quad (2.214)$$

$$G_{\text{пл}} = G_{y1} + G_{y2} - G_{\text{п2}}, \quad (2.215)$$

$$G_{y1} = \frac{5,3 \cdot 10^6 + 40000 \cdot 1(17-18) - 290000 \cdot 1(23-18)}{1(25,7-18)} = 0,505 \cdot 10^6 \text{ кг / ч};$$

$$G_{\text{пл}} = 0,505 \cdot 10^6 + 0,25 \cdot 10^6 = 0,755 \cdot 10^6 \text{ кг / ч}.$$

8. Определяем избыточное относительно условного нуля внутреннее статическое давление:

$$1 + \Delta G_{\text{мех}}^* = \frac{1}{a} \sqrt{\frac{\rho_y}{\rho_{\text{п}}} \frac{\sqrt{P_0 - P_2} + \sqrt{P_0 - P_3}}{\sqrt{P_1 - P_0} + \sqrt{P_4 - P_0}}}. \quad (2.216)$$

Принимаем $a = 1,3$ и вычисляем

$$\Delta G_{\text{мех}}^* = \frac{\Delta G_{\text{мех}}}{G_{\text{пл}}} = \frac{-0,25 \cdot 10^6}{0,755 \cdot 10^6} = -0,331,$$

$$1 - 0,331 = \frac{1}{1,3} \sqrt{\frac{1,186}{1,213} \frac{\sqrt{P_0 - 0} + \sqrt{P_0 - 0}}{\sqrt{8,6 - P_0} + \sqrt{2,11 - P_0}}},$$

$$0,875 = \frac{2\sqrt{P_0}}{\sqrt{8,6 - P_0} + \sqrt{2,11 - P_0}}.$$

Решаем это уравнение подбором, задаваясь значениями P_0 : при $P_0 = 2$ Па и при $P_0 = 1,5$ Па правая часть уравнения:

$$\frac{2 \cdot \sqrt{2}}{\sqrt{6,6} + \sqrt{0,11}} = 0,97 > 0,875;$$

$$\frac{2 \cdot \sqrt{1,5}}{\sqrt{7,1} + \sqrt{0,61}} = 0,71 < 0,875.$$

Интерполируя, находим:

$$P_0 = 1,5 + \frac{2 - 1,5}{0,97 - 0,71} (0,875 - 0,71) = 1,82 \text{ Па}.$$

Проверка подстановкой в исходное уравнение:

$$0,875 \approx \frac{2 \cdot \sqrt{1,82}}{\sqrt{8,6 - 1,82} + \sqrt{2,11 - 1,82}} = 0,86.$$

Принимаем $P_0 = 1,8$ Па.

9. Определяем площади аэрационных проемов:

$$F_1 = F_4 = \frac{G_{н1}/3600}{\mu_n \sqrt{2\rho_n} \left(\sqrt{P_1 - P_0} + \sqrt{P_4 - P_0} \right)}, \quad (2.217)$$

$$F_2 = F_3 = \frac{G_{y1}/3600}{\mu_y \sqrt{2\rho_y} \left(\sqrt{P_0 - P_2} + \sqrt{P_0 - P_3} \right)}, \quad (2.218)$$

$$F_1 = F_4 = \frac{0,755 \cdot 10^6 / 3600}{0,51 \sqrt{2 \cdot 1,213} \left(\sqrt{8,6 - 1,8} + \sqrt{2,11 - 1,8} \right)} = 85 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = F_3 = \frac{0,505 \cdot 10^6 / 3600}{0,45 \sqrt{2 \cdot 1,186} \left(\sqrt{1,8 - 0} + \sqrt{1,8 - 0} \right)} = 75 \text{ м}^2.$$

10. Проверяем условие устойчивости аэрации согласно выражению (2.206):

$$a = \frac{\mu_n}{\mu_y} \frac{F_1 + F_4}{F_2 + F_3}, \quad (2.219)$$

$$a = \frac{0,51}{0,45} \frac{2 \cdot 85}{2 \cdot 75} = 1,28 \text{ (допустимое значение).}$$

3. КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

3.1. Производительность систем вентиляции и кондиционирования воздуха (СКВ)

3.1.1. Определение воздухообмена в помещении

Определение воздухообмена является одной из главных задач, возникающих при устройстве систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Воздухообменом называется количество воздуха, необходимое для обеспечения нормативных санитарно-гигиенических параметров воздушной среды помещений и одновременно удовлетворяющее (если помещение производственное) технологическим требованиям к воздушной среде производственных помещений. Воздухообмен определяется из уравнений балансов вредностей (избытки тепла, влаги, вредные газы, пыль).

Расход приточного воздуха, кг/ч, в помещениях зданий, где отсутствуют местные отсосы, определяется для теплого, холодного периодов и переходных условий по формулам, в зависимости от удаляемых вредностей:

– по избыткам полного тепла

$$G_1 = \frac{3,6Q_{\text{изб}}^{\text{пол}}}{c(I_y - I_n)}, \quad (3.1)$$

– по избыткам явного тепла

$$G_2 = \frac{3,6Q_{\text{изб}}^{\text{явн}}}{c(t_y - t_n)}, \quad (3.2)$$

– по избыткам влаги

$$G_3 = \frac{W}{(d_y - d_n)}, \quad (3.3)$$

– по массе выделяющихся вредных веществ

$$G_{4i} = \frac{\rho M_i}{(c_{yi} - c_{pi})}, \quad (3.4)$$

где $Q_{изб}^{явн}$, $Q_{изб}^{пол}$ – избытки явной и полной теплоты в помещении, Вт; ρ – плотность воздуха, кг/м^3 ; c – теплоемкость воздуха, $c = 1,005 \text{ кДж/(кг } ^\circ\text{C)}$; t_y – температура воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, $^\circ\text{C}$; $t_{п}$ – температура приточного воздуха, $^\circ\text{C}$; W – избытки влаги в помещении, г/ч; d_y – влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, г/кг; $d_{п}$ – влагосодержание приточного воздуха, г/кг; M_i – расход каждого из вредных или взрывоопасных веществ, поступающих в воздух в помещения, г/ч; c_{yi} – концентрация вредного или взрывоопасного вещества в воздухе, удаляемом за пределами обслуживаемой зоны помещения, г/м^3 ; c_{pi} – концентрация вредного или взрывоопасного вещества в воздухе, подаваемом в помещение, г/м^3 .

Допустимые концентрации CO_2 , г/м^3 , в помещениях: с постоянным пребыванием детей, больных – 1,28; с периодическим пребыванием людей (учреждения) – 2,3; с кратковременным пребыванием людей (залы заседаний, зрительные залы и т. п.) – 3,7.

Содержание CO_2 в наружном воздухе, г/м^3 : в сельской местности – 0,6; в поселках и небольших городах – 0,73; в крупных городах – 0,91.

Избытки явной, полной теплоты, а также влаги определяются на основе составления тепловлажностного баланса помещения. Одними из составляющих такого баланса являются поступление вредностей от человека, которые определяются согласно табл. 3.1.

За расчетный воздухообмен принимается большая из величин, полученных по формулам (3.1) – (3.4). Полученный расчетный воздухообмен сопоставляется с нормативной кратностью, определяемой из справочников, либо для общественных зданий с нормативными параметрами воздухообмена для одного человека [32]:

- общественные здания – $40 \text{ м}^3/\text{чел}\cdot\text{ч}$;
- кинотеатры, клубы – $20 \text{ м}^3/\text{чел}\cdot\text{ч}$;
- спортзалы – $80 \text{ м}^3/\text{чел}\cdot\text{ч}$.

Таблица 3.1

Количество теплоты и влаги, выделяемое взрослым человеком (мужчиной)

Температура воздуха в помещении, $t_{\text{в}}, ^\circ\text{C}$	Количество теплоты, Вт		Количество влаги, $w_{\text{л}}, \text{г/ч}$	Количество CO_2 , $m_{\text{л}}, \text{г/ч}$
	явной $q_{\text{явл.л}}$	полной $q_{\text{пол.л}}$		
Состояние покоя				
15	116	145	40	40
20	87	116	45	
25	58	93	50	
30	41	93	75	
35	12	93	120	
Легкая работа				
15	122	157	55	45
20	99	151	75	
25	64	145	110	
30	41	146	140	
35	6	146	180	
Работа средней тяжести				
15	135	210	110	60
20	105	205	140	
25	70	200	185	
30	40	200	230	
35	5	200	280	

3.1.2. Определение параметров наружного воздуха

Расчетные параметры наружного воздуха при проектировании вентиляции следует принимать в соответствии с [15] для теплого периода по параметрам А, для холодного периода – по параметрам Б. На холодный период года для систем кондиционирования воздуха (СКВ) всех классов в качестве расчетных

следует принимать параметры воздуха Б. На теплый период года: для СКВ первого класса – параметры Б; для СКВ второго класса – параметры Б, сниженные на 2 °С; для СКВ третьего класса – параметры А.

3.1.3. Определение параметров внутреннего воздуха

Под параметрами внутреннего воздуха понимают параметры воздуха в *обслуживаемой или рабочей зоне помещения*. В верхней зоне помещения, где обычно нет людей, параметры не нормируются.

Параметры внутреннего воздуха назначаются отдельно для теплого и холодного периодов года. При расчетах вентиляции ориентируются на допустимый диапазон параметров (табл. 3.2, 3.3), а при расчетах кондиционирования – на оптимальный диапазон параметров внутреннего воздуха по [4, 5, 17]. Относительная влажность принимается в пределах 40–60 %.

Таблица 3.2

**Допустимые нормы параметров внутреннего воздуха
в обслуживаемой зоне жилых и общественных зданий
(для людей, находящихся в помещении более 2 ч непрерывно)**

Период года	Температура, °С	Относительная влажность ϕ , %, не более	Подвижность воздуха v , м/с
Теплый	Не более чем на 3 °С выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А) Не выше 28 °С * для общественных и административно-бытовых помещений с постоянным пребыванием людей	65***	0,5
Холодный и переходный	18** – 22	65	0,2

*Примечания:** Для районов с $t_n = 25$ °С и выше следует принимать температуру не выше 33 °С.

Для общественных зданий с пребыванием людей в уличной одежде следует принимать температуру 14 °С. * В районах с расчетной относительной влажностью наружного воздуха более 75% допускается принимать влажность внутреннего воздуха 75 %.

Таблица 3.3

Расчетные параметры воздуха на постоянных и непостоянных рабочих местах производственных помещений

Период года	Категория работ	Допустимые нормы			
		температуры, °С		скорости движения воздуха, м/с, не более	относительной влажности, %, не более
		на постоянных рабочих местах	на непостоянных рабочих местах		
Теплый	Легкая:				
	Ia	28/31	30/32	0,2	
	Iб	28/31	30/32	0,3	
	Средней тяжести:				
	IIa	27/30	29/31	0,4	75
	IIб	27/30	29/31	0,5	
	Тяжелая III	26/29	28/30	0,6	
Холодный и переходный	Легкая:				
	Ia	21–25	18–26	0,1	
	Iб	20–24	17–25	0,2	
	Средней тяжести:				
	IIa	17–23	15–24	0,3	75
	IIб	15–21	13–23	0,4	
	Тяжелая III	13–19	12–20	0,5	

Примечание. Допустимые нормы внутреннего воздуха приведены в виде дроби: в числителе для районов с расчетной температурой наружного воздуха (параметры А) ниже 25 °С, в знаменателе – выше 25 °С.

3.1.4. Определение параметров удаляемого воздуха

Температуру воздуха, удаляемого системами вентиляции и СКВ, в помещениях высотой более 4 м можно определить, °С, по уравнению:

$$t_y = t_v + (H-h) \text{ grad } t, \quad (3.5)$$

где H – высота помещения, м; h – высота рабочей зоны помещения, м. Высота рабочей зоны $h = 2$ м, если работы выполняются стоя; $h = 1,5$ м, если работы выполняются сидя; $\text{grad } t$ – градиент температуры по высоте помещения выше рабочей зоны, °С/м.

Градиент температуры по высоте помещения определяют в зависимости от удельных избытков явного тепла в помещении по табл. 3.4.

**Рекомендуемые значения градиента
температуры в помещениях общественных зданий**

Теплонапряженность помещения (удельные избытки явного тепла) $q_{я}$, Вт/м ³	Градиент температуры grad t , °C/м
Более 23	0,8–1,5
11,6–23	0,3–1,2
Менее 11,6	0–0,5

Примечание. Меньшие значения градиента следует принимать для холодного периода года, а большие – для теплого периода года.

Удельные выделения явной теплоты определяют по уравнению

$$q_{я} = \frac{Q_{явн}}{V_{п}}, \quad (3.6)$$

где $V_{п}$ – объем помещения по внутреннему обмеру, м³.

Для общественных зданий при высоте помещения менее 4 м можно принимать:

$$t_y = t_b, \quad d_y = d_b, \quad (3.7)$$

где t_b – температура воздуха в рабочей зоне помещения, °C; d_b – влагосодержание воздуха в рабочей зоне помещения, г/кг.

Влагосодержание уходящего воздуха можно определить по формуле, г/кг,

$$d_y = d_n + \frac{W}{G} 10^3, \quad (3.8)$$

где d_n – влагосодержание наружного воздуха, г/кг; G – расчетный воздухообмен в весовых единицах, кг/ч, вычисляется по формулам (3.1) – (3.4).

3.1.5. Определение параметров приточного воздуха

Температуру приточного воздуха $t_{п}$ можно определить по формуле

$$t_{п} = t_b - \Delta t_{доп}, \quad (3.9)$$

где $\Delta t_{доп}$ – допустимый перепад температур, °C, зависящий от выбора принципиальной схемы воздухораспределения.

Для расчета воздухообмена принимают при подаче воздуха:

– непосредственно в рабочую зону

$$\Delta t_{\text{доп}} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– на высоте 2,5 м и выше

$$\Delta t_{\text{доп}} = (4-6) \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– на высоте более 4 м от пола

$$\Delta t_{\text{доп}} = (6-8) \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– воздухораспределителями (плафонами)

$$\Delta t_{\text{доп}} = (8-15) \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

3.2. Построение процессов СКВ на *I-d*-диаграмме влажного воздуха

3.2.1. Построение луча процесса

Положение луча процесса в *I-d*-диаграмме (прил. 29) определяют угловым коэффициентом ε . Этот параметр называют также тепловлажностным отношением, т. к. он показывает величину приращения количества полной теплоты на 1 кг полученной (или отданной) воздухом влаги. Коэффициент ε имеет размерность кДж/кг:

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot \Sigma Q_{\text{изб}}^{\text{пол}}}{W}, \quad (3.10)$$

где $\Sigma Q_{\text{изб}}^{\text{пол}}$ – поток полной теплоты, Вт; W – расход влаги, кг/ч.

Линии процесса наносятся на *I-d*-диаграмму несколькими способами [24]. Ниже рассмотрен способ с использованием углового масштаба на *I-d*-диаграмме.

3.2.2. Прямоточная схема СКВ для теплого периода

Предлагается следующий порядок построения процесса на *I-d*-диаграмме влажного воздуха [1]:

а) нахождение на *I-d*-диаграмме положения точек Н и В, характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха;

б) проведение через точку В луча процесса с учетом величины углового коэффициента ε ;

в) определение положения других точек:

– точка П (т. е. состояния приточного воздуха), которая лежит на пересечении изотермы $t_{\text{п}}$ с лучом процесса;

– точка П' (т. е. состояния приточного воздуха на выходе из второго воздухонагревателя ВН2), для чего от точки П вертикально вниз откладывают отрезок в 1°C ;

– точка О (т. е. состояния воздуха на выходе из оросительной форсуночной камеры (ОКФ)), для чего от точки П вниз по линии $d = \text{const}$ проводят линию до пересечения с $\phi = 90\%$;

– точки У (т. е. состояния воздуха, уходящего из помещения), лежащей на пересечении изотермы t_y с лучом процесса; если $t_y = t_{\text{в}}$, то точка У соответствует положению точки В и при построении ее не указывают на I - d -диаграмме.

Все базовые точки найдены. Их соединяют прямыми линиями (рис. 3.1).

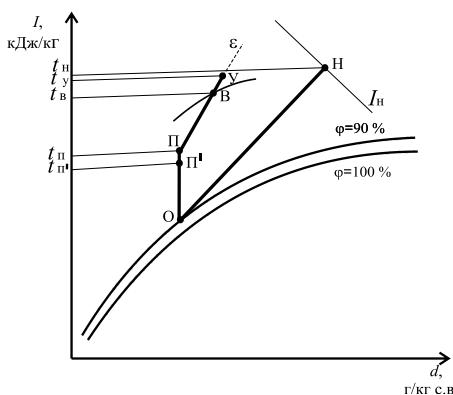


Рис. 3.1. Прямоточная схема СКВ для теплого периода

Физический смысл найденных отрезков следующий: НО – процесс осушки и охлаждения воздуха в ОКФ, ОП' – нагрев воздуха во втором воздухонагревателе, П'П – нагрев воздуха в воздуховодах и вентиляторе, ПВУ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Расход теплоты во втором воздушнонагревателе, кДж/ч, определяют по уравнению

$$Q_{\text{вн2}} = G_{\text{тп}}(I_{\text{п}'} - I_0). \quad (3.11)$$

Расход холода в ОКФ, кДж/ч, определяют по формуле:

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{тп}}(I_{\text{н}} - I_0). \quad (3.12)$$

Количество сконденсированных паров воды из воздуха в ОКФ, кг/ч, равно:

$$W_{\text{к}} = G_{\text{тп}}(d_{\text{н}} - d_0) 10^{-3}. \quad (3.13)$$

3.2.3. Прямоточная схема СКВ для холодного периода

Предлагается следующий порядок построения процесса на I - d -диаграмме:

- а) нахождение на I - d -диаграмме положения базовых точек В и Н;
- б) проведение через точку В луча процесса с учетом величины углового коэффициента ϵ ;
- в) определение положения точек П, У, О, К:
 - точки У, расположенной на пересечении изотермы t_y с лучом процесса;
 - точки П, расположенной на пересечении изоэнтальпы $I_{\text{п}}$ с лучом процесса; численное значение энтальпии $I_{\text{п}}$ приточного воздуха для холодного периода года вычисляют предварительно из уравнения

$$I_{\text{п}} = I_y - \frac{\Sigma Q_{\text{хп}}^{\text{пол}}}{0,278 \cdot G_{\text{тп}}}, \quad (3.14)$$

где I_y – энтальпия воздуха, уходящего из помещения в холодный период года, которую определяют по положению точки У на I - d -диаграмме, кДж/кг; $\Sigma Q_{\text{хп}}^{\text{пол}}$ – суммарные полные теплоизбытки в помещении в холодный период года, Вт; $G_{\text{тп}}$ – производительность СКВ в теплый период года, кг/ч;

- точки О, расположенной на пересечении линии $d_{\text{п}}$ с линией $\phi = 90\%$;
- точки К, расположенной на пересечении линии $d_{\text{н}}$ с изоэнтальпой I_0 .

Все базовые точки найдены. Их соединяют прямыми линиями (рис. 3.2).

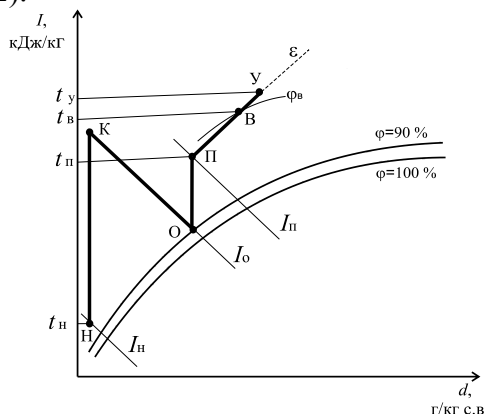


Рис. 3.2. Прямоточная схема СКВ для холодного периода

Физический смысл отрезков следующий: НК – нагрев воздуха в воздухонагревателе первой ступени, КО – адиабатическое охлаждение воздуха, ОП – нагрев воздуха в воздухонагревателе второй ступени, ПВУ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Расход теплоты в первом воздухонагревателе, кДж/ч, определяют по уравнению

$$Q_{вн1} = G_{тп}(I_o - I_n). \quad (3.15)$$

Расход теплоты во втором воздухонагревателе, кДж/ч, определяют по формуле

$$Q_{вн2} = G_{тп}(I_{п} - I_o). \quad (3.16)$$

Количество воды, кг/ч, испарившейся при адиабатическом увлажнении воздуха в ОКФ:

$$W_{исп} = G_{тп}(d_o - d_k) 10^{-3}. \quad (3.17)$$

3.2.4. Схема СКВ с первой рециркуляцией для теплого периода

Предлагается следующий порядок построения процесса на I - d -диаграмме:

- определение положения точек Н, В, П, П', О, У;
- определение положения точки У' (т. е. состояния рециркуляционного воздуха перед его смешиванием с наружным воздухом), для чего от точки У по линии $d = \text{const}$ откладывают вверх отрезок в $0,5^\circ\text{C}$;
- точка С (то есть состояние воздуха после смешения рециркуляционного воздуха с наружным воздухом). Точки У' и Н соединяют прямой.

Отрезок У'Н характеризует процесс смешивания рециркуляционного и наружного воздуха. Точка С находится на прямой У'Н (на пересечении с I_c).

Энтальпию I_c , кДж/кг, точки С вычисляют по уравнению

$$I_c = \frac{G_n \cdot I_n + G_{1p} \cdot I_{y'}}{G_{\text{тп}}}, \quad (3.18)$$

где G_{1p} – расход воздуха первой рециркуляции, кг/ч:

$$G_{1p} = G_{\text{тп}} - G_n. \quad (3.19)$$

Точки С и О соединяют прямой. Получившийся отрезок СО характеризует политропический процесс тепловлажностной обработки воздуха в оросительной камере. Все базовые точки найдены. Их соединяют прямыми линиями (рис. 3.3).

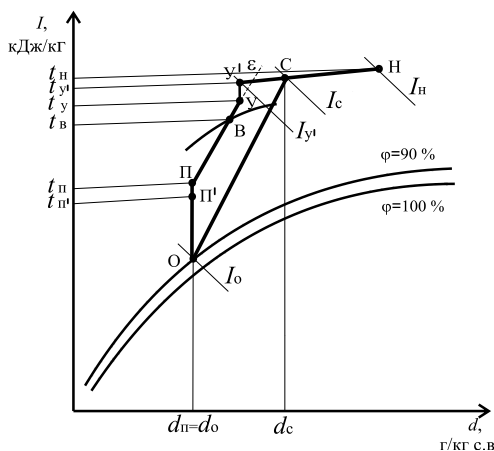


Рис. 3.3. Схема СКВ для теплого периода с первой рециркуляцией

Расход теплоты в воздухонагревателе, кДж/ч, определяют по уравнению (3.11), расход холода в ОКФ определяют по уравнению

$$Q_{\text{хол}}^{\text{рец}} = G_{\text{тп}} (I_{\text{с}} - I_{\text{о}}). \quad (3.20)$$

Количество сконденсированных паров воды из воздуха в ОКФ, кг/ч, равно:

$$W_{\text{к}} = G_{\text{тп}} (d_{\text{с}} - d_{\text{о}}) 10^{-3}. \quad (3.21)$$

3.2.5. Схема СКВ с первой рециркуляцией для холодного периода

Для холодного периода года возможно применение двух вариантов схем с рециркуляцией воздуха: *I вариант* – смешивание наружного и рециркуляционного воздуха производят до первого воздухонагревателя (рис. 3.4, а) и *II вариант* – смешивание наружного и рециркуляционного воздуха производят после первого воздухонагревателя (3.4, б.).

Рассмотрим *I вариант*.

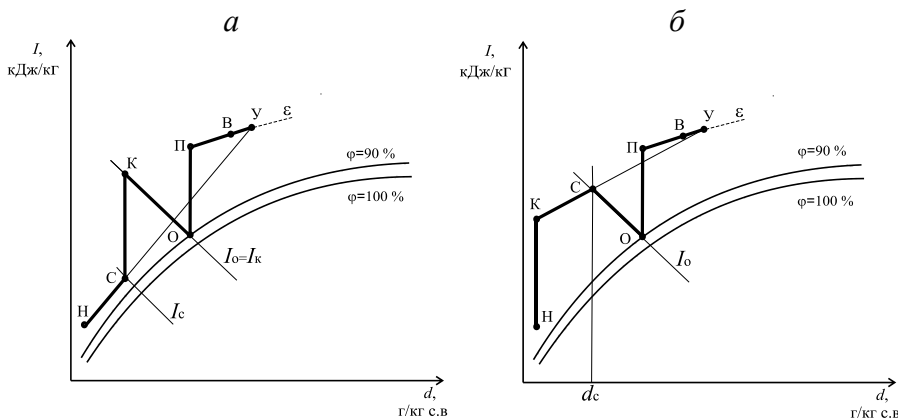


Рис. 3.4. Схемы СКВ для холодного периода с первой рециркуляцией: а – смешивание наружного и рециркуляционного воздуха осуществляется до первого воздухонагревателя; б – смешивание наружного и рециркуляционного воздуха осуществляется после первого воздухонагревателя

Предлагается следующий порядок построения процесса смешивания воздуха на I - d -диаграмме влажного воздуха [1]:

- определение положения точек Н, В, У, П, О;
- определение положения точки С (т. е. состояния воздуха после смешивания наружного воздуха с рециркуляционным).

Точки Н и У соединяют прямой.

Отрезок НУ характеризует процесс смешивания рециркуляционного и наружного воздуха. Точка С находится на прямой НУ (на пересечении с изоэнтальпой I_c). Величину I_c определяют по уравнению

$$I_c = \frac{G_n \cdot I_n + G_{lp} \cdot I_y}{G_{tp}}. \quad (3.22)$$

Величину G_{lp} определяют по уравнению (3.19);

- определение положения точки К, характеризующей состояние воздуха на выходе из первого воздухонагревателя ВН1 и находящейся на пересечении линии $d_c = \text{const}$ с изоэнтальпой I_o .

Таким образом, отрезок НУ определяет процесс смешивания наружного и рециркуляционного воздуха, СК – нагрев воздуха в воздухонагревателе первой ступени, КО – обработку воздуха в оросительной камере, ОП – нагрев воздуха в воздухонагревателе второй ступени, ПВУ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Рассмотрим *II вариант* (наружный и рециркуляционный воздух смешиваются после первого воздухонагревателя).

Предлагается следующий порядок построения процессов на I - d -диаграмме:

- определение положения точек Н, В, У, П, О;
- определение положения точки С (т. е. состояния воздуха после смешивания наружного воздуха, прошедшего нагрев в первом воздухонагревателе ВН1, с уходящим из помещения воздухом), расположенной на пересечении изоэнтальпы I_o с линией $d_c = \text{const}$; численное значение d_c вычисляют из уравнения

$$d_c = \frac{G_n \cdot d_n + G_{lp} \cdot d_y}{G_{tp}}; \quad (3.23)$$

– определение положения точки К, находящейся на пересечении линии $d_n = \text{const}$ с продолжением прямой УС.

Таким образом, отрезок НК определяет процесс нагрева наружного воздуха в первом воздухонагревателе, КУ – процесс смешивания нагретого наружного и рециркуляционного воздуха, СО – процесс адиабатического увлажнения воздуха в оросительной камере, ОП – процесс нагрева воздуха во втором воздухонагревателе, ПВУ – процесс в помещении.

Пример 3.1. Определение параметров приточного и удаляемого воздуха в зрительном зале кинотеатра

Исходные данные

1. Зал кинотеатра имеет площадь 400 м^2 и высоту 6 м .
2. Температура воздуха $t_v = 18 \text{ }^\circ\text{C}$, относительная влажность воздуха $\phi_0 = 60 \text{ \%}$.
3. Выделения полной теплоты в помещение составляют 55000 Вт , количество явной теплоты – 51000 Вт , влаговыделения – 12 кг/ч .
4. Параметры приточного и удаляемого воздуха необходимо определить для двух вариантов: а) если воздух подается через плафоны; б) если воздух подается непосредственно в рабочую зону (на высоту $1,5 \text{ м}$ от пола).

Порядок расчета

1. В соответствии с подразд. 3.1.5 параметры приточного воздуха могут быть определены по уравнению (3.9):
 - а) $t_n = 18 - 10 = 8 \text{ }^\circ\text{C}$.
 - б) $t_n = 18 - 2 = 16 \text{ }^\circ\text{C}$.
2. Определим удельные выделения явной теплоты по формуле (3.6)

$$q_y = \frac{51000}{400 \cdot 6} = 21,25 \text{ Вт/м}^3.$$

Согласно уравнению (3.5) и табл. 3.4 температура удаляемого воздуха составит:

– для теплого периода года

$$t_y = 18 + 1,2(6 - 1,5) = 23,4 \text{ } ^\circ\text{C},$$

– для холодного периода

$$t_y = 18 + 0,3(6 - 1,5) = 19,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3. Определим численное значение углового коэффициента луча процесса. В соответствии с уравнением (3.10)

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot 55000}{12} = 16500 \text{ кДж / кг}.$$

На I - d -диаграмме влажного воздуха определим точку B_0 , отвечающую начальному состоянию воздуха (рис. 3.5).

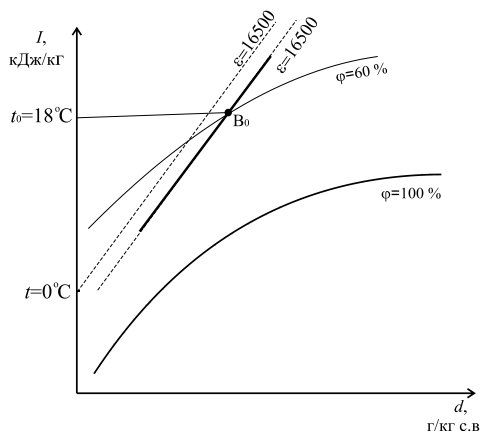


Рис. 3.5. К примеру 3.1

Затем определяем положение линии, соответствующей значению $\varepsilon = 16500 \text{ кДж/кг}$ (на рисунке пунктирная линия), проходящей через точку $(0 \text{ } ^\circ\text{C}, d = 0)$, соединяя точку $0 \text{ } ^\circ\text{C}$ на оси I с линией 16500 на шкале угловых коэффициентов, нанесенных по периметру I - d -диаграммы влажного воздуха.

Через точку B_0 проводим линию, параллельную пунктирной. Эта линия является лучом процесса изменения состояния воздуха в помещении.

Пример 3.2. Определение производительности СКВ для зала заседаний на 200 мест

Исходные данные

1. Теплопоступления в помещение извне (за счет солнечной радиации, включающей и конвективный теплообмен) составляют 6 кВт.
2. Температура внутреннего воздуха $t_v = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, относительная влажность воздуха $\phi_v = 50\text{ \%}$.
3. Высота зала – 5 м, объем зала – 540 м^3 , приточный воздух подается в рабочую зону.

Порядок расчета

Произведем построение луча процесса на I - d -диаграмме (рис. 3.6).

1. Определим точку В ($20\text{ }^{\circ}\text{C}$, 50 \%), соответствующую состоянию внутреннего воздуха на I - d -диаграмме.

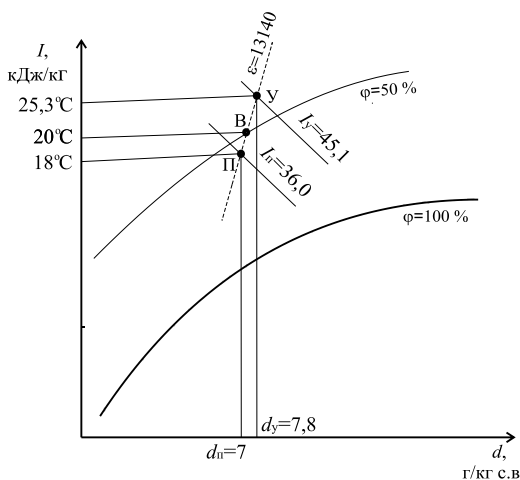


Рис. 3.6. К примеру 3.2

2. Определим теплопоступления, влагопоступления и поступление углекислого газа от людей из выражений

$$Q_{\text{л}}^{\text{явн}} = n_{\text{л}} \cdot q_{\text{л}}^{\text{явн}}, \text{ Вт}, \quad (3.24)$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{пол}} = n_{\text{л}} \cdot q_{\text{л}}^{\text{пол}}, \text{ Вт}, \quad (3.25)$$

$$W_{\text{л}} = n_{\text{л}} \cdot w_{\text{л}}, \text{ г / ч}, \quad (3.26)$$

$$M_{\text{л}} = n_{\text{л}} \cdot m_{\text{CO}_2}, \text{ Вт}, \quad (3.27)$$

где $n_{\text{л}}$ – число людей; $q_{\text{л}}^{\text{явн}}$, $q_{\text{л}}^{\text{пол}}$, $w_{\text{л}}$, m_{CO_2} – удельные тепловыделения, влаговыделения и выделения углекислого газа от людей, принимаемые по табл. 3.1. [1].

$$Q_{\text{л}}^{\text{явн}} = 200 \cdot 87 = 17400 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{пол}} = 200 \cdot 116 = 23200 \text{ Вт},$$

$$W_{\text{л}} = 200 \cdot 40 = 8000 \text{ г / ч} = 8 \text{ кг/ч},$$

$$M_{\text{л}} = 200 \cdot 40 = 8000 \text{ г / ч} = 8 \text{ кг/ч}.$$

3. Определим луч процесса ε по формуле (3.10):

$$\varepsilon = \frac{3,6(23200 + 6000)}{8} = 13140 \text{ кДж / кг}.$$

4. Проведем луч процесса для помещения через точку В (см. рис. 3.6).

5. Определим температуру приточного воздуха $t_{\text{п}}$ по формуле (3.9):

$$t_{\text{п}} = 20 - 2 = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

6. Определим температуру удаляемого воздуха $t_{\text{у}}$ по формуле (3.5):

$$t_{\text{у}} = 20 + 1,5(5 - 1,5) = 25,3 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

где $1,5 \text{ }^{\circ}\text{C/м}$ – градиент температуры, определен по табл. 3.4, исходя из удельных выделений явной теплоты в помещении.

Удельные выделения явной теплоты определяют по формуле (3.6)

$$q_{\text{я}} = \frac{17400 + 6000}{540} = 43,33 \text{ Вт / м}^3.$$

7. Определяем точки П, У на луче процесса (см. рис. 3.6).

8. Определяем для приточного и удаляемого воздуха их энтальпии ($I_{\text{п}}, I_{\text{у}}$) и влагосодержания ($d_{\text{п}}, d_{\text{у}}$) (см. рис. 3.6):

$$I_{\text{п}} = 36 \text{ кДж/кг}, I_{\text{у}} = 45,1 \text{ кДж/кг}, d_{\text{п}} = 7 \text{ г/кг}, d_{\text{у}} = 7,7 \text{ г/кг}.$$

9. Определяем массовую производительность СКВ (объемная производительность СКВ определяется при $\rho_{+20^{\circ}\text{C}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$):

а) по избыткам полного тепла по формуле (3.1)

$$G_1 = \frac{3,6(23200 + 6000)}{45,1 - 36} = 11552 \text{ кг/ч (9627 м}^3\text{/ч)};$$

б) по избыткам явного тепла по формуле (3.2)

$$G_2 = \frac{3,6(17400 + 6000)}{1,005 \cdot (25,3 - 18)} = 11482 \text{ кг/ч (9568 м}^3\text{/ч)};$$

в) по избыткам влаги по формуле (3.3)

$$G_3 = \frac{8000}{7,7 - 7} = 11429 \text{ кг/ч (9524 м}^3\text{/ч)};$$

г) по удалению CO_2 по формуле (3.4).

$$G_4 = \frac{1,2 \cdot 8000}{3,7 - 0,9} = 3441 \text{ кг/ч (2867 м}^3\text{/ч)}.$$

Как видно из приведенных расчетов, наибольшая производительность СКВ соответствует условию удаления полных теплоизбытков, ее в данном случае следует принять при проектировании типовой системы кондиционирования воздуха.

Пример 3.3. Определение производительности СКВ по условию удаления полных теплоизбытков

Исходные данные

1. Теплопоступления и параметры внутреннего воздуха принять по условиям предыдущего примера (пример 3.2).
2. Подача приточного воздуха осуществляется на высоте 4 м.

Порядок расчета

1. Определим температуру приточного воздуха согласно формуле (3.9):

$$t_n = 20 - 6 = 14 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

2. Определим массовую производительность СКВ по формуле (3.1) (объемная производительность СКВ определяется при $\rho_{+20^{\circ}\text{C}} = 1,2 \text{ кг / м}^3$):

$$G_1 = \frac{3,6(23200 + 6000)}{45,1 - 31,0} = 7455 \text{ кг/ч (6213 м}^3 \text{ /ч)}.$$

Как видно из сравнения численных значений производительностей СКВ в приведенных примерах, уменьшить воздухообмен и габариты вентиляционного оборудования можно за счет повышения $\Delta t_{\text{доп}}$ – допустимой разности температур. Эта характеристика определяется выбором схемы воздухораспределения в помещении.

Пример 3.4. Построение процесса обработки воздуха на I - d -диаграмме влажного воздуха для приточной системы кондиционирования воздуха в теплый период года

Исходные данные

1. Параметры внутреннего воздуха $t_v = 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi_v = 50 \text{ \%}$.
2. Параметры наружного воздуха $t_n = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $I_n = 54,4 \text{ кДж/кг}$.
3. Теплоизбытки в помещении составляют 48400 Вт, влагоизбытки – 10,3 кг/ч.
4. Приточный воздух подается непосредственно в рабочую зону помещения.

Порядок расчета

Определяем численное значение углового коэффициента луча процесса ε по формуле (3.10):

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot 48400}{10,3} = 16917 \text{ кДж/кг}.$$

На I - d -диаграмме влажного воздуха определяем положение точек В, Н и через точку В проводим луч процесса (рис. 3.7).

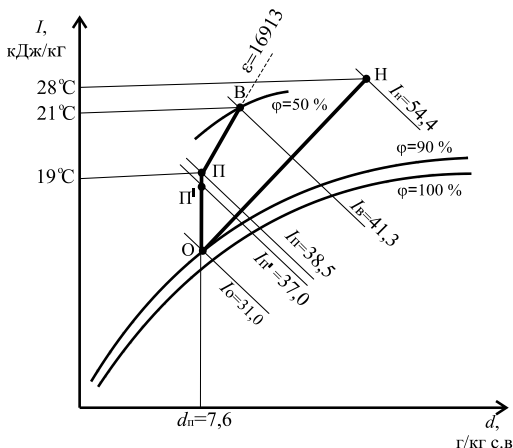


Рис. 3.7. К примеру 3.4

Определяем положение точек П на пересечении изотермы 19°C с лучом процесса.

Температура приточного воздуха определится по выражению (3.9)

$$t_{\text{п}} = 21 - 2 = 19^\circ\text{C}.$$

Из построения находим $I_{\text{п}} = 38,5$ кДж/кг, $d_{\text{п}} = 7,6$ г/кг.

Определяем положение точки О на пересечении $d_{\text{п}}$ и $\varphi = 90\%$. Согласно построению, $I_{\text{о}} = 31$ кДж/кг.

Определяем положение точки П', соответствующей состоянию воздуха на выходе из воздухонагревателя второй ступени. Для этого откладываем отрезок вертикально вниз от точки П на $1,5^\circ\text{C}$. Из построения находим $I_{\text{п}'} = 37$ кДж/кг.

Соединяем базовые точки Н, О, П', П, В.

Таким образом, отрезок НО определяет процесс в форсуночной камере, ОП' – нагрев воздуха во втором воздухонагревателе, П'П – нагрев воздуха в вентиляторе, ПВ – процесс в помещении.

Расход теплоты в воздухонагревателе определяем по формуле (3.11). Расход приточного воздуха находим по выражению

$$G = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{изб}}^{\text{пол}}}{I_{\text{в}} - I_{\text{п}}}, \quad (3.28)$$

$$G = \frac{3,6 \cdot 48400}{41,3 - 38,5} = 62228,6 \text{ кг/ч.}$$

Тогда

$$Q_{\text{вн2}} = 62228,6 (37 - 31) = 373371 \text{ кДж/ч (103,7 кВт).}$$

Расход холода определяем по формуле (3.12):

$$Q_{\text{хол}} = 62228,6 \cdot (54,4 - 31) = 1456149,2 \text{ кДж/ч (404,5 кВт).}$$

Пример 3.5. Определение расхода теплоты и воды для тепловлажностной обработки воздуха в холодный период в СКВ, работающей по прямоточной схеме

Исходные данные

1. Параметры наружного воздуха $t_{\text{н}} = -40^\circ\text{C}$, $I_{\text{н}} = -40,2 \text{ кДж/кг}$.
2. Расчетные параметры внутреннего воздуха $t_{\text{в}} = 22^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{в}} = 55\%$.
3. Температура удаляемого воздуха $t_{\text{у}} = 24^\circ\text{C}$.
4. Тепlopоступления в помещении $Q_{\text{изб}}^{\text{пол}} = 250000 \text{ кДж/ч}$; влаgpоступления в помещении $W = 12 \text{ кг/ч}$.
5. Расход приточного воздуха $G = 30\,000 \text{ кг/ч}$.

Порядок расчета

Определяем угловой коэффициент луча процесса в помещении по формуле (3.10):

$$\varepsilon = \frac{250000}{12} = 20833 \text{ кДж/кг.}$$

Изображаем процесс обработки воздуха на $I-d$ -диаграмме согласно подразд. 3.2.3 (рис. 3.8).

Для определения положения точки П вычислим энтальпию приточного воздуха по формуле (3.14):

$$I_{\text{п}} = 48 - \frac{250000}{30000} = 39,7 \text{ кДж/кг.}$$

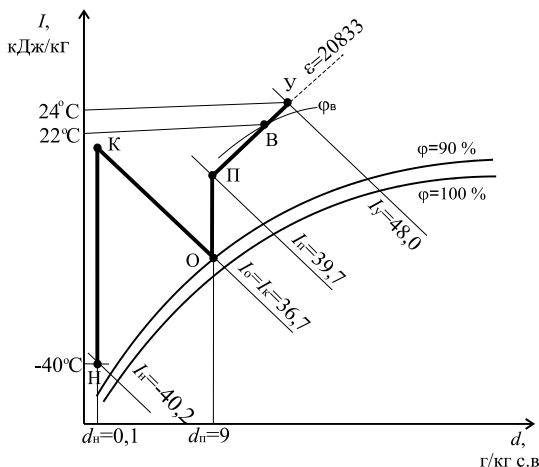


Рис. 3.8. К примеру 3.5

Из построения определяем $I_y = 48$ кДж/кг, $I_o = I_k = 36,7$ кДж/кг, $d_n = d_k = 0,1$ г/кг, $d_o = 9$ г/кг.

Расход теплоты:

– в воздухонагревателе первой ступени согласно (3.15)

$$Q_{вн1} = 30000 (36,7 + 40) = 2301000 \text{ кДж/ч (639,2 кВт);}$$

– в воздухонагревателе второй ступени согласно (3.16)

$$Q_{вн2} = 30000 (39,7 - 36,7) = 90000 \text{ кДж/ч (25 кВт);}$$

– количество воды, испаряющейся в ОКФ согласно (3.17)

$$W_{исп} = 30000 (9 - 0,1) 10^{-3} = 267 \text{ кг/ч.}$$

Пример 3.6. Определение расхода холода для СКВ, работающей с одной рециркуляцией

Исходные данные

1. Все расчетные параметры принять, используя данные примера 3.4.

2. Расход наружного воздуха принять равным 25000 кг/ч.

Порядок расчета

На I - d -диаграмме влажного воздуха определяем положение точки С, соответствующей состоянию смешанного воздуха (см. рис. 3.7).

Точка С находится на прямой НВ при пересечении с изотермальной I_c , определяемой по формуле (3.18):

$$I_c = \frac{G_n \cdot I_n + G_{lp} \cdot I_b}{G},$$

$$I_c = \frac{25000 \cdot 54,4 + (62228,6 - 25000) 41,3}{62228,6} = 46,6 \text{ кДж/кг.}$$

Расход холода при рециркуляции воздуха по формуле (3.20)

$$Q_{хол}^{pec} = 62228,6 (46,6 - 31) = 970766,2 \text{ кДж/ч (269,7 кВт).}$$

Как видно из примеров 3.4 и 3.6, при рециркуляции воздуха происходит экономия расхода холода. Снижение расхода холода

$$\Delta Q_{хол} = Q_{хол} - Q_{хол}^{pec}, \quad (3.29)$$

$$\Delta Q_{хол} = 404,5 - 269,7 = 134,8 \text{ кВт.}$$

Пример 3.7. Определение возможности подмешивания рециркуляционного воздуха перед воздухонагревателем первой ступени в СКВ в холодный период

Исходные данные

1. Расчетные параметры наружного воздуха $t_n = -39^\circ\text{C}$, $d_n = 0,1 \text{ г/кг}$, $I_n = -38,9 \text{ кДж/кг}$.
2. Параметры внутреннего воздуха $t_b = 20^\circ\text{C}$, $\phi_b = 50\%$.
3. Температура удаляемого воздуха равна 24°C .
4. Расход приточного воздуха – 45000 кг/ч . Расход наружного воздуха – 29000 кг/ч .
5. Полные теплоизбытки в помещении равны 160000 Вт , влагоизбытки – 31 кг/ч .

Порядок расчета

Определим численное значение углового коэффициента луча процесса в помещении по формуле (3.10)

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot 160000}{31} = 18581 \text{ кДж/кг.}$$

Построим схему процесса СКВ с первой рециркуляцией при подмешивании рециркуляционного воздуха перед воздухонагревателем первой ступени согласно подразд. 3.2.5 (рис. 3.9).

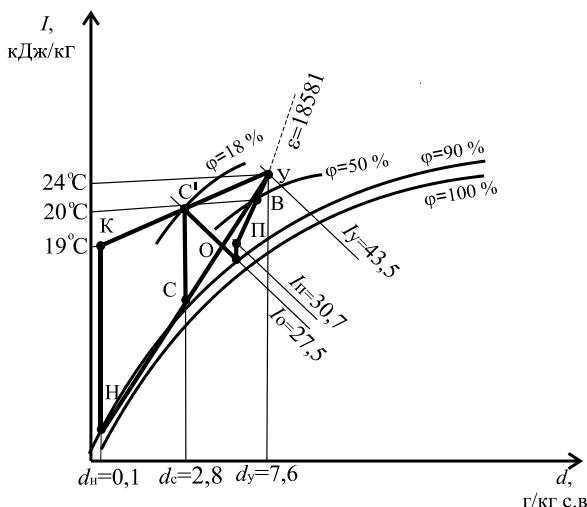


Рис. 3.9. К примеру 3.7

Энтальпию приточного воздуха вычислим по формуле (3.14)

$$I_{\pi} = 43,5 - \frac{160000}{0,278 \cdot 45000} = 30,7 \text{ кДж/кг.}$$

Определим влагосодержание воздушной смеси после подмешивания рециркуляционного воздуха к наружному воздуху по формуле (3.23)

$$d_c = \frac{29000 \cdot 0,1 + (45000 - 29000) 7,6}{45000} = 2,8 \text{ г/кг.}$$

Как видно из рис. 3.9, точка С, характеризующая состояние воздушной смеси перед воздухонагревателем первой ступени, лежит ниже линии $\varphi=100\%$. Воздушная смесь соответствует насыщенному воздуху при $t \approx -11^\circ\text{C}$.

В реальных условиях в этом воздухе произойдет конденсация водяных паров с образованием снежинок. На входе в воздухо-

нагреватель будет образовываться «ледяная шуба», что может привести к его поломке (заморозить воздухонагреватель).

Для данных условий указанная схема обработки воздуха не может быть рекомендована.

Рассмотрим другой вариант. Наружный воздух предварительно нагревается в воздухонагревателе первой ступени и только затем к нему подмешивается рециркуляционный воздух.

В соответствии с подразд. 3.2.5 определим состояние наружного воздуха после воздухонагревателя (точка К). На $I-d$ -диаграмме (рис. 3.9) отметим точку C' , лежащую на пересечении изолиний, $d_c = 2,8$ г/кг и $I_o = 27,5$ кДж/кг.

Точка К определится на пересечении изолинии d_n с продолжением отрезка UC' .

Как видно из рис. 3.9, предварительный нагрев наружного воздуха до 19°C и последующее подмешивание к нему части удаляемого воздуха позволяет получить смесь с $\phi \approx 18\%$. Эту схему можно рекомендовать для реализации на практике. Здесь тепловлажностная обработка воздуха включает следующие этапы: НК – нагрев наружного воздуха в ВН1; КУ – смешение наружного и рециркуляционного воздуха; $C'O$ – адиабатическое увлажнение воздуха в ОКФ; ОП – нагрев воздуха в ВН2; ПВУ – процесс в помещении.

Пример 3.8. Определение воздухообмена зрительного зала кинотеатра на 300 мест г. Москвы для проектирования системы вентиляции

Исходные данные

1. Высота зала 5,5 м, площадь 273 м^2 .
2. Теплотери через ограждения в зимний период равны 70000 кДж/ч .
3. Теплопоступления от солнечной радиации (через остекление и перекрытия) 12500 кДж/ч .

Определить минимально необходимое количество приточного воздуха по борьбе с CO_2 . С целью экономии тепловой энергии предусмотреть организацию рециркуляции внутреннего воздуха и определить его количество. Произвести расчет тепловой мощности калорифера для подогрева наружного воздуха в зимний период с рециркуляцией и без рециркуляции.

Порядок расчета

Расчет производится сначала для летнего (теплого) периода года, затем для зимнего (холодного).

1. Определим расчетные параметры вентиляционного воздуха.

Для теплого периода года: (по параметрам А)

– наружная температура $t_n^A = 22,3 \text{ }^\circ\text{C}$ (табл. 3.5);

– энтальпия $I_n^A = 49,4 \text{ кДж/кг}$ (табл. 3.5).

– температура внутреннего воздуха определяется по данным табл. 3.3, $^\circ\text{C}$,

$$t_b = t_n^A + 3 = 22,3 + 3 = 25,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Относительная влажность должна быть не выше 65 %, скорость движения воздуха не должна превышать 0,5 м/с для теплого периода года (см. табл. 3.3).

Для холодного периода: (по параметрам Б)

– наружная температура $t_n^B = -26 \text{ }^\circ\text{C}$;

– энтальпия $I_n^B = -25,3 \text{ кДж/кг}$;

– температура внутреннего воздуха $t_b = 16\text{--}18 \text{ }^\circ\text{C}$ (табл. 3.6).

Примем $t_b = 18 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таблица 3.5

Расчетные параметры наружного воздуха для г. Москвы [15]

Период года	А		Б	
	$t_n, \text{ }^\circ\text{C}$	$I_n, \text{ кДж/кг}$	$t_n, \text{ }^\circ\text{C}$	$I_n, \text{ кДж/кг}$
Теплый	22,3	49,4	28,5	54
Холодный	–14	–11,7	–26	–25,3

Таблица 3.6

Расчетная температура воздуха и кратность воздухообмена в зрительном зале кинотеатра

Помещение	Расчетная температура воздуха для холодного периода года, °С	Кратность воздухообмена или количества воздуха, удаляемого из помещений	
		приток	вытяжка
Зрительный зал вместимостью до 800 мест с эстрадой	16—18	По расчету, но не менее 20 м ³ /ч наружного воздуха на 1 зрителя	

2. Выполним расчет параметров для теплого периода года.

1) Определим количество явной $Q_{\text{л}}^{\text{явн}}$, полной $Q_{\text{л}}^{\text{пол}}$ теплоты и влаги $W_{\text{л}}$, выделяемое людьми в зрительном зале при $t_{\text{в}} = 25,3$ °С для состояния покоя по выражениям (3.24) – (3.26):

$$Q_{\text{л}}^{\text{явн}} = 300 \cdot 58 = 17400 \text{ Вт} = 17,4 \text{ кВт} = 62640 \text{ кДж/ч};$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{пол}} = 300 \cdot 93 = 27900 \text{ Вт} = 27,9 \text{ кВт} = 100440 \text{ кДж/ч};$$

$$W_{\text{л}} = 300 \cdot 50 = 15000 \text{ г/ч} = 15 \text{ кг/ч}.$$

2) Определим значение углового коэффициента (луча процесса) по формуле (3.10), при этом избытки полной теплоты, кДж/ч, в помещении определяются из выражения

$$Q_{\text{изб}}^{\text{пол}} = Q_{\text{л}}^{\text{пол}} + Q_{\text{с.р}}, \quad (3.30)$$

где $Q_{\text{с.р}}$ – теплопоступления от солнечной радиации (через остекление и перекрытия):

$$Q_{\text{изб}}^{\text{пол}} = 100440 + 12500 = 112940 \text{ кДж/ч} = 31372, 2 \text{ Вт},$$

$$\varepsilon = \frac{112940}{15} = 7529 \text{ кДж/кг}.$$

3) Построим луч процесса на I - d -диаграмме (рис. 3.10).

Переносим параллельно линию, соединяющую начальную точку ($t = 0$ °С и $I = 0$ кДж/кг) с делением шкалы угловых коэффициентов по контуру I - d -диаграммы, соответствующим значе-

нию $\varepsilon = 7529$ кДж/кг, в точку $t_n^A = 22,3$ °C и $I_n^A = 49,4$ кДж/кг. Определяем $d_n = 10,5$ г/кг.

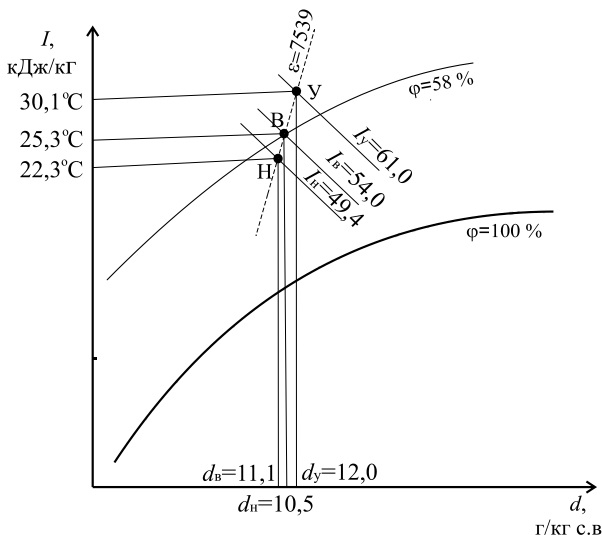


Рис. 3.10. К примеру 3.8

4) По температуре $t_b = 25,3$ °C на луче процесса находим точку, соответствующую параметрам внутреннего воздуха для теплого периода: $I_b = 54$ кДж/кг и $d_b = 11,1$ г/кг.

5) Определяем параметры удаляемого воздуха. Температуру уходящего воздуха определяем по формуле (3.5):

$$t_y = 25,3 + (5,5 - 1,5) 1,2 = 30,1$$
 °C,

где $\text{grad } t$ – градиент температуры по высоте помещения, принимаемый по табл. 3.4 в зависимости от удельного избытка явной теплоты, Вт/м³, определяемого по выражению (3.6). Избытки явного тепла в помещении определяются:

$$Q_{\text{изб}}^{\text{явн}} = Q_{\text{л}}^{\text{явн}} + Q_{\text{с.п}}, \quad (3.31)$$

$$Q_{\text{изб}}^{\text{явн}} = 62640 + 12500 = 75140 \text{ кДж/ч} = 20872 \text{ Вт},$$

$$q_{\text{я}} = \frac{20872}{5,5 \cdot 273} = 13,9 \text{ Вт/м}^3.$$

На луче процесса по найденной температуре t_y находим точку, соответствующую остальным параметрам удаляемого воздуха: $I_y = 61,0$ кДж/кг и $d_y = 12,0$ г/кг.

6) Определяем воздухообмены для ассимиляции избыточного тепла и влаги в помещении по формулам (3.1) – (3.3):

$$G_1 = \frac{3,6 \cdot 31372,2}{(61,0 - 49,4)} = 9736 \text{ кг/ч},$$

$$G_2 = \frac{3,6 \cdot 20872}{1,005(30,1 - 22,3)} = 9585 \text{ кг/ч},$$

$$G_3 = \frac{15000}{12,0 - 10,5} = 10000 \text{ кг/ч}.$$

Значения G_1 и G_3 должны быть равны, но в результате неточности графического определения параметров получилась разница, равная 2,6 %, что свидетельствует о высокой точности получаемых результатов для подобного рода расчетов.

7) По действующим нормам количество свежего воздуха на одно зрительное место должно быть не менее $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ (см. табл. 3.6). В нашем примере при плотности воздуха $\rho_v = 1,2 \text{ кг/м}^3$ количество приточного воздуха на одного зрителя

$$L = \frac{G_3}{\rho_v \cdot 300} = \frac{10000}{1,2 \cdot 300} = 27,8 \text{ м}^3/\text{ч},$$

что превосходит нормативные требования с избытком.

3. Выполним расчет параметров для холодного периода года.

1) Определим количество явной $Q_{\text{л}}^{\text{явн}}$, полной $Q_{\text{л}}^{\text{пол}}$ теплоты и влаги $W_{\text{л}}$, выделяемые людьми в зрительном зале при $t_v = 18^\circ\text{C}$ для состояния покоя по выражениям (3.24) – (3.26):

$$Q_{\text{л}}^{\text{явн}} = 300 \cdot 104 = 31200 \text{ Вт} = 112320 \text{ кДж/ч};$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{пол}} = 300 \cdot 130 = 39000 \text{ Вт} = 140400 \text{ кДж/ч};$$

$$W_{\text{л}} = 300 \cdot 36 = 10800 \text{ г/ч} = 10,8 \text{ кг/ч}.$$

2) Определим значение углового коэффициента по формуле (3.10):

$$\varepsilon = \frac{140400 - 70000}{10,8} = 6519 \text{ кДж/кг},$$

где $Q_{\text{изб}}^{\text{пол}}$ – избытки полной теплоты в помещении, кДж/ч:

$$Q_{\text{изб}}^{\text{пол}} = Q_{\text{л}}^{\text{пол}} - Q_{\text{пот}}, \quad (3.32)$$

где $Q_{\text{пот}}$ – теплопотери через ограждения в холодный период года, кДж/ч.

3) Построим на I - d -диаграмме процесс обработки воздуха без рециркуляции (рис. 3.11).

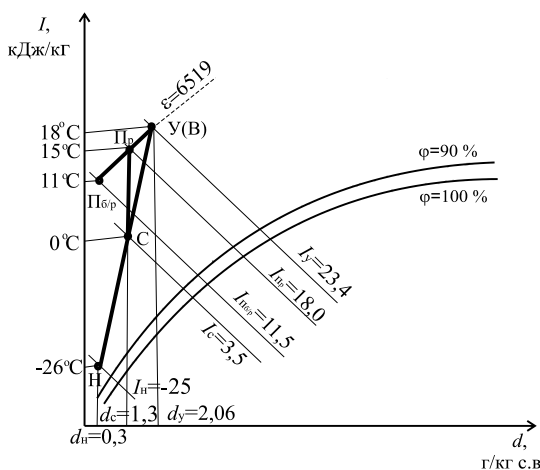


Рис. 3.11. К примеру 3.8

а) Определим параметры наружного воздуха: $t_n = -26^\circ\text{C}$; $I_n = -25,3$ кДж/кг. Наносим точку H_x на I - d -диаграмму и определяем влагосодержание наружного воздуха $d_n = 0,3$ г/кг.

б) Определим параметры удаляемого воздуха по формулам (3.5) и (3.7). Температура уходящего воздуха:

$$t_y = t_b = 18^\circ\text{C},$$

т. к. $\text{grad } t = 0$ (по табл. 3.4) для холодного периода года при $q_y = 7,8$ Вт/м³. Удельный избыток явной теплоты для холодного периода года, Вт/м³, определяется по выражению (3.6), при этом избытки явного тепла в помещении находим:

$$Q_{изб}^{явн} = Q_{л}^{явн} - Q_{пот} , \quad (3.33)$$

$$Q_{изб}^{явн} = 112320 - 70000 = 42320 \text{ кДж/ч} = 11756 \text{ Вт},$$

$$q_{я} = \frac{11756}{5,5 \cdot 273} = 7,8 \text{ Вт/м}^2.$$

Влагосодержание уходящего воздуха определяется по формуле

$$d_y = d_n + \frac{W_{л}}{G_n} = 0,3 + \frac{10800}{6124} = 2,06 \text{ г/кг},$$

где G_n – количество наружного воздуха, определяемое из расчета по борьбе с углекислым газом CO_2 (для удовлетворения санитарно-технических норм), кг/ч.

Воздухообмен по борьбе с CO_2 , $м^3/ч$, можно определить по выражению (3.4), где количество углекислого газа, поступающего в помещение, рассчитывается по формуле (3.27):

$$m_{л} = 300 \cdot 40 = 12000 \text{ г/ч},$$

$$G_4 = \frac{1,429 \cdot 12000}{3,7 - 0,9} = 6124 \text{ кг/ч},$$

где $\rho = \frac{353}{273 - 26} = 1,429 \text{ кг/м}^3$ – плотность наружного воздуха в холодный период года при $t_n = -26 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Наносим точку Y_x на $I-d$ -диаграмму и определяем теплосодержание удаляемого воздуха: $I_y = 23,4 \text{ кДж/кг}$.

в) Определим параметры внутреннего воздуха.

Влагосодержание внутреннего воздуха, г/кг, будет определяться по формуле

$$d_b = d_n + \Delta d_n , \quad (3.34)$$

где Δd_n – ассимилирующая способность приточного воздуха, г/кг, определяется по формуле

$$\Delta d_n = \frac{W}{G_n} , \quad (3.35)$$

$$\Delta d_{\text{н}} = \frac{10800}{6124} = 1,76 \text{ г/кг},$$

$$d_{\text{в}} = 0,3 + 1,76 = 2,06 \text{ г/кг}.$$

Нанесем на I - d -диаграмму параметры внутреннего воздуха. Они совпадают с параметрами удаляемого воздуха, т. е. точка B_x совпадает с точкой Y_x .

г) Определим параметры приточного воздуха (без рециркуляции). Для этого на пересечении луча процесса, проведенного через точку $Y_x(B_x)$, и $d_{\text{п}} = d_{\text{н}} = 0,3 \text{ г/кг}$ ставим точку P_x ^{б/р} и снимаем параметры приточного воздуха в этой точке: $t_{\text{п}} = 11 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $I_{\text{п}} = 11,5 \text{ кДж/кг}$; $d_{\text{п}} = 0,3 \text{ г/кг с.в.}$

Следовательно, воздух должен быть подогрет от температуры $t_{\text{н}} = -26 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до температуры $t_{\text{п}} = 11 \text{ }^{\circ}\text{C}$, для чего потребуется расход тепловой энергии, кВт, обеспечиваемой калорифером, равный

$$Q = \frac{c G_x (t_{\text{п}} - t_{\text{н}})}{3,6}, \quad (3.36)$$

$$Q_1 = \frac{1,005 \cdot 10333 (11 - (-26))}{3,6} = 115385 \text{ Вт} = 115,4 \text{ кВт},$$

где G_x – общий воздухообмен для холодного периода года, кг/ч, определяется по формуле

$$G_x = L_{\text{т}} \cdot \rho(t_y^x) = \frac{G_{\text{т}}}{\rho(t_y^{\text{т}})} \rho(t_y^x) = G_{\text{т}} \frac{T_y^{\text{т}}}{T_y^x} = G_{\text{т}} \frac{t_y^{\text{т}} + 273}{t_y^x + 273}, \quad (3.37)$$

где $L_{\text{т}}$ – объемный расход воздуха, который для холодного периода года сохраняется таким же, как и для теплого, $\text{м}^3/\text{ч}$; $G_{\text{т}}$ – расчетный воздухообмен для теплого периода года в весовых единицах, кг/ч; $\rho(t_y^x)$ – плотность удаляемого воздуха, кг/м^3 , в холодный период года при $t_y = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\rho(t_y^{\text{т}})$ – плотность удаляемого воздуха, кг/м^3 , в теплый период года при $t_y = 27,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

$$G_x = 10000 \frac{27,7 + 273}{18 + 273} = 10333 \text{ кг / ч}.$$

4) Построим на $I-d$ -диаграмме процесс обработки воздуха *с рециркуляцией внутреннего воздуха*.

При отсутствии выделений пыли и газа применим частичную рециркуляцию внутреннего воздуха, которая повлечет за собой экономию теплоты и топлива, расходуемого на нагревание приточного воздуха.

Найдем количество рециркуляционного воздуха, кг/ч,

$$\begin{aligned} G_p &= G_x - G_n, \\ G_p &= 10333 - 6124 = 4209 \text{ кг/ч.} \end{aligned} \quad (3.38)$$

5) Переходим к изображению процесса обработки воздуха на $I-d$ -диаграмме *с внутренней рециркуляцией*.

Точки H_x , B_x (Y_x) оставляем без изменения, как и для процесса без рециркуляции.

Соединим точки H_x и B_x прямой линией смеси внутреннего и наружного воздуха. Отрезок $H_x B_x = 12,1$ см (по $I-d$ -диаграмме).

Определим положение точки C – точки смеси. Для этого рассмотрим пропорции, учитывая, что общий расход воздуха будет равен общему воздухообмену для холодного периода года G_x (примем в целях упрощения эксплуатации систем вентиляции):

$$\begin{aligned} \frac{G_x}{H_x B_x} &= \frac{G_p}{B_x C}, \\ \frac{10333}{21,1} &= \frac{4209}{B_x C}; \quad B_x C = 4,93 \text{ см.} \end{aligned} \quad (3.39)$$

Отложив отрезок $B_x C$ на $I-d$ -диаграмме, определим параметры точки C :

$$t_c = 0^\circ\text{C}; d_c = 1,3 \text{ г/кг}; I_c = 3,5 \text{ кДж/кг}.$$

Проводим луч подогрева от точки C до пересечения с лучом процесса ε , получая точку Π_x^p , соответствующую параметрам приточного воздуха с учетом рециркуляции:

$$t_{\Pi} = 15^\circ\text{C}; d_{\Pi} = d_c = 1,3 \text{ г/кг}; I_{\Pi} = 18 \text{ кДж/кг}.$$

С параметрами точки Π_x воздух поступает в помещение.

Следовательно, воздух должен быть подогрет от температуры $t_n = 0^\circ\text{C}$ до температуры $t_{\Pi} = 15^\circ\text{C}$, для чего потребуется

расход тепловой энергии, обеспечиваемой калорифером, по формуле (3.36)

$$Q_2 = \frac{1,005 \cdot 10333(15 - 0)}{3,6} = 43269 \text{ Вт} = 43,3 \text{ кВт.}$$

Как видим, при организации рециркуляции экономится тепло в количестве

$$Q_1 - Q_2 = 115,4 - 43,3 = 72,1 \text{ кВт.}$$

3.3. Основное оборудование центральных СКВ

3.3.1. Камеры орошения

Целью расчета оросительной камеры является выбор типа камеры и определение режимных параметров (расхода и давления воды перед форсунками, температуры воды на выходе из камеры).

3.3.1.1. Расчет камеры орошения по методике ВНИИКондиционер

Порядок расчета двухрядных оросительных камер ОКФЗ по методике ВНИИКондиционер [1, 33] приведен ниже. Сначала расчет камеры производят на теплый период, затем – на холодный период года:

1. Теплый период. Тип оросительной камеры определяют с учетом рекомендаций, приведенных в прил. 30. Производительность камеры орошения по воздуху соответствует производительности кондиционера. Расчет режимных параметров ОКФЗ производят с учетом характеристик луча процесса камеры при политропической обработке в теплый период.

Определяют коэффициент адиабатной эффективности процесса:

$$E_a = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{np}}, \quad (3.40)$$

где I_1 , I_2 – энтальпии воздуха на входе и выходе из камеры орошения соответственно, кДж/кг; $I_{пр}$ – энтальпия предельного состояния воздуха на $I-d$ -диаграмме, кДж/кг, определяется графически как точка пересечения луча процесса обработки воздуха в камере орошения с линией $\phi = 100 \%$.

Вычисляют коэффициент орошения μ по формуле

$$\mu = \left[\frac{\left(\ln \frac{1}{1 - E_a} - 0,15 \right)}{A_1} \right]^{\frac{1}{\alpha_1}}, \quad (3.41)$$

где A_1 , α_1 – коэффициенты, определяемые по табл. 3.7.

Таблица 3.7

Коэффициенты A_1 , α_1 , β_1

Производительность ОКФЗ, тыс. м ³ /ч	Исполнение	A_1	α_1	β_1
10; 20	2	0,503	1,91	0,387
20	1			
63...160; 250	2	0,611	1,96	0,387
10;63...160; 250	1	0,655	2,02	0,387
31,5; 40; 200	2			
31,5; 40; 200	1	0,716	2,07	0,387

Определяют приведенный коэффициент энтальпийной эффективности процесса:

$$E_{\pi} = \frac{1 - e(\Phi \ln(1 - E_a))}{\Phi}. \quad (3.42)$$

Вспомогательный коэффициент Φ определяется по формуле

$$\Phi = \left(1 + \frac{0,725}{\mu} \right) \left(1 + \beta_1 (-\ln(1 - E_a))^{-0,858} \right), \quad (3.43)$$

где β_1 – коэффициент, принимаемый по табл. 3.7.

Определяют относительный перепад температур воздуха:

$$\theta = 0,33 \cdot c_w \cdot \mu \left(\frac{1}{E_n} - \frac{1}{E_a} \right). \quad (3.44)$$

Вычисляют начальную температуру воды в камере, °С:

$$t_{w1} = t_{впр} - \frac{\theta(I_1 - I_2)}{c_w \cdot \mu}, \quad (3.45)$$

где $t_{впр}$ – предельная температура воздуха, °С, определяется графически на $I-d$ -диаграмме как температура точки пересечения луча процесса камеры орошения с линией $\phi = 100 \%$; c_w – теплоемкость воды, принимаемая равной 4,19 кДж/кг °С.

Рассчитывают конечную температуру воды (на выходе из камеры):

$$t_{w2} = t_{w1} + \frac{(I_1 - I_2)}{c_w \cdot \mu}. \quad (3.46)$$

Определяют расход разбрызгиваемой воды, кг/ч:

$$G_w = \mu \cdot G_{тп}. \quad (3.47)$$

Вычисляют расход воды через форсунку (производительность форсунки), кг/ч:

$$g_\phi = \frac{G_w}{n_\phi}, \quad (3.48)$$

где n_ϕ – общее число форсунок в ОКФ (прил. 30).

Необходимое давление воды перед форсункой типа ЭШФ 7/10, кПа, определяют по формуле

$$\Delta P_\phi = \left(\frac{g_\phi}{93,4} \right)^{1/0,49}. \quad (3.49)$$

Согласно [33], устойчивая работа форсунки соответствует $20 \text{ кПа} \leq P_\phi \leq 300 \text{ кПа}$. Если условие не выполняется, принимают другой вариант исполнения ОКФЗ (прил. 30) или другой режим ее работы.

Расход холодной воды от холодильной станции, кг/ч, определяют по уравнению

$$G_w = \frac{Q_{\text{хол}}}{c_w(t_{w_2} - t_{w_1})}. \quad (3.50)$$

2. *Холодный период.* В этот период года ОКФЗ работает в режиме адиабатического увлажнения воздуха. Для расчета режимных параметров используют луч процесса в камере орошения.

Определяют коэффициент эффективности теплообмена по формуле

$$E_a = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{m_1}}, \quad (3.51)$$

где t_1 , t_2 – температура воздуха на входе и выходе из камеры орошения соответственно, °C; t_{m_1} – температура мокрого термометра воздуха на $I-d$ -диаграмме, °C, определяется графически как точка пересечения луча процесса обработки воздуха в камере орошения с линией $\phi = 100\%$.

По формуле (3.41) определяют μ , по формуле (3.47) – G_w , по формуле (3.48) – g_ϕ , по формуле (3.49) – ΔP_ϕ .

На основании расчета режимов работы ОКФЗ в теплый и холодный периоды года принимают требуемые расчетные параметры.

Пример 3.9. Расчет оросительной камеры ОКФЗ для теплого и холодного периода года

Исходные данные

1. Расход приточного воздуха составляет 32400 кг/ч.
2. Схемы обработки воздуха в центральном кондиционере приведены на рис. 3.12).

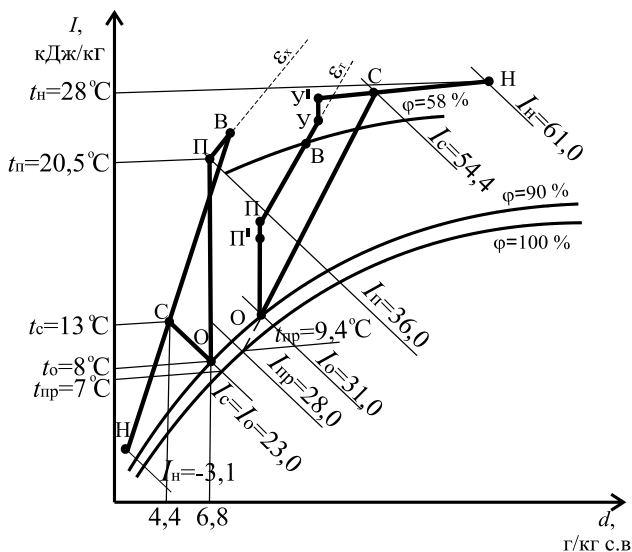


Рис. 3.12. Схемы процессов кондиционирования воздуха (к примерам 3.9, 3.10)

Порядок расчета

1. Теплый период года.

1) Определяем объемную производительность СКВ при $\rho_{+20^\circ\text{C}} = 1,2 \text{ кг} / \text{м}^3$:

$$\frac{32400}{1,2} = 27000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В соответствии с прил. 30 принимаем оросительную камеру типа ОКФ3–31,5, индекс 03.01304, исполнение 1, общее число форсунок $n_{\phi} = 63$ шт. (ЭШФ 7/9).

2) Определяем коэффициент адиабатной эффективности процесса по формуле (3.40) с учетом характеристик луча процесса камеры (см. рис. 3.12, отрезок CO):

$$E_a = \frac{54,4 - 31}{54,4 - 28} = 0,886.$$

3) Вычисляем коэффициент орошения по формуле (3.41):

$$\mu = \left[\frac{\left(\ln \frac{1}{1-0,886} - 0,15 \right)}{0,716} \right]^{\frac{1}{2,07}} = 1,65.$$

Здесь $A_1 = 0,716$, $\alpha_1 = 2,07$ – коэффициенты для ОКФЗ–31,5 исполнения 1 (см. табл. 3.7).

4) Определяем приведенный коэффициент энтальпийной эффективности процесса по формуле (3.42), при этом вспомогательный коэффициент Φ определяется по формуле (3.43):

$$\Phi = \left(1 + \frac{0,725}{1,65} \right) \left(1 + 0,387 \left(-\ln(1-0,886) \right)^{-0,858} \right) = 1,726,$$

здесь $\beta_1 = 0,387$ по табл. 3.7,

$$E_{\pi} = \frac{1 - e \left(1,726 \ln(1-0,886) \right)}{1,726} = 0,566.$$

5) Определяем относительный перепад температур воздуха по формуле (3.44):

$$\theta = 0,33 \cdot 4,19 \cdot 1,65 \left(\frac{1}{0,566} - \frac{1}{0,886} \right) = 1,456.$$

6) Вычислим начальную температуру воды на входе в камеру по формуле (3.45):

$$t_{w1} = 9,4 - \frac{1,456(54,4 - 31)}{4,19 \cdot 1,65} = 4,5^{\circ}\text{C}.$$

7) Определим температуру воды на выходе из камеры по формуле (3.46):

$$t_{w2} = 4,5 + \frac{(54,4 - 31)}{4,19 \cdot 1,65} = 7,9^{\circ}\text{C}.$$

8) Расход разбрызгиваемой воды в соответствии с формулой (3.47):

$$G_w = 1,65 \cdot 32400 = 53460 \text{ кг/ч}.$$

9) Вычисляем производительность форсунки по формуле (3.48):

$$g_{\phi} = \frac{53460}{63} = 848,6 \text{ кг/ч.}$$

10) Определим по формуле (3.49) необходимое давление воды перед форсункой:

$$\Delta P_{\phi} = \left(\frac{848,6}{93,4} \right)^{1/0,49} = 90,2 \text{ кПа.}$$

11) По формуле (3.50) рассчитаем расход холодной воды от холодильной станции:

$$G_w = \frac{32400(54,4 - 31)}{4,19(7,9 - 4,5)} = 53219 \text{ кг/ч.}$$

2. Холодный период года.

12) Определяем коэффициент эффективности теплообмена по формуле (3.51):

$$E_a = \frac{13 - 8}{13 - 7} = 0,833.$$

13) Вычисляем коэффициент орошения по формуле (3.41)

$$\mu = \left[\frac{\left(\ln \frac{1}{1 - 0,833} - 0,15 \right)}{0,716} \right]^{\frac{1}{2,07}} = 1,492.$$

14) Расход разбрызгиваемой воды в соответствии с формулой (3.47):

$$G_w = 1,492 \cdot 32400 = 48346 \text{ кг/ч.}$$

15) Вычисляем производительность форсунки по формуле (3.48):

$$g_{\phi} = \frac{48346}{63} = 767,4 \text{ кг/ч.}$$

16) Определим по формуле (3.49) необходимое давление воды перед форсункой

$$\Delta P_{\phi} = \left(\frac{767,4}{93,4} \right)^{1/0,49} = 75,4 \text{ кПа.}$$

17) Вычислим расход испаряющейся воды при адиабатическом увлажнении воздуха в ОКФ по формуле (3.17)

$$W_{\text{исп}} = 32400(6,8 - 4,4) 10^{-3} = 77,8 \text{ кг/ч.}$$

Из проведенного расчета видно, что наибольший расход воды и давление перед форсунками соответствует теплоту периода года, поэтому эти параметры принимаются за расчетные при подборе насоса.

3.3.1.2. Расчет камеры орошения с использованием модели тепломассообмена

Физико-математическая модель тепломассообмена парогазового потока с каплями жидкости в оросительных форсуночных камерах представлена в [22]. В модели учтено влияние повышенной концентрации паров жидкости на тепломассообменные процессы, переменность массы капель жидкости. Параметры парогазового потока, входящие в уравнения сохранения по теплу и массе, отображают фазовые переходы испарения-конденсации на поверхности капель. Вязкость и теплопроводность парогазового потока определялись с помощью парциального давления пара и газа. Уравнения движения капель жидкости представлены в лагранжевой системе координат. Размер капель принимался среднемассовым, определяемым по расчету форсунок, а температуру поверхности капель жидкости Θ_n принимали равной ее среднеобъемной температуре Θ .

Уравнения модели имеют следующий вид:

– уравнение движения капли жидкости среднемассового размера диаметра δ_k с учетом переменности ее массы за счет процессов испарения-конденсации

$$d\vec{V}_k/d\tau = \vec{g} + \vec{R} - (\vec{V}_k/m_k)(dm_k/d\tau), \quad (3.52)$$

где τ – время, \vec{V}_k – вектор скорости капли, \vec{g} – вектор ускорения силы тяжести, \vec{R} – вектор силы сопротивления капли, приходящейся на единицу ее массы, m_k – масса капли;

– уравнение неразрывности для жидкости

$$\partial \rho_k / \partial \tau + \nabla (\rho_k \vec{V}_k) = (\rho_k / m_k) (dm_k / d\tau), \quad (3.53)$$

где ρ_k – некоторая по объему плотность капель (массовая концентрация жидкости);

– уравнение массообмена капли жидкости с потоком парогазовой смеси за счет испарения-конденсации

$$dm_k / d\tau = -\beta \pi \delta_k^2 (\rho_{1k} - \rho_1), \quad (3.54)$$

где β – коэффициент массообмена капли с потоком по концентрационному напору пара, ρ_{1k} и ρ_1 – парциальные плотности пара на поверхности капли и в потоке;

– уравнение для влагосодержания

$$dd / d\tau = -(\rho_k / m_k) (dm_k / d\tau) (1 / (1 - \varepsilon_k) \rho_2), \quad \varepsilon_k = \rho_k / \rho_{ж}, \quad (3.55)$$

где d – влагосодержание, ε_k – объемная концентрация капель жидкости, ρ_2 – парциальная плотность сухого газа, $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, $\rho_k / m_k = n_k$ – текущая счетная концентрация капель в потоке;

– уравнение теплообмена капли с потоком парогазовой смеси

$$c_{ж} m_k (d\Theta / d\tau) = -\alpha_k \pi \delta_k^2 (\Theta - T) + r_{ж} (dm_k / d\tau), \quad (3.56)$$

где $c_{ж}$ – удельная теплоемкость жидкости капель, α_k – коэффициент теплоотдачи капли, Θ и T – текущие абсолютные температуры капли и потока, $r_{ж}$ – удельная теплота испарения-конденсации;

– уравнение для температуры парогазовой смеси

$$\rho (dcT / d\tau) = \alpha_k \pi \delta_k^2 (\Theta - T) (\rho_k / m_k), \quad (3.57)$$

где c и ρ – удельная теплоемкость и плотность парогазовой смеси;

– уравнение для скорости парогазовой смеси вдоль оси форсуночной камеры для невысоких концентраций капель жидкости в потоке примем в форме:

$$U = U_0 \frac{T}{T_{00}} \frac{K + d}{K + d_0}, \quad (3.58)$$

где $K = M_1/M_2$, M_1 и M_2 – молекулярные массы пара и сухого газа, U_0 , T_{00} – начальные скорость и температура парогазового потока, для высоких концентраций капель в потоке

$$U = U_0 \frac{T}{T_{00}} \frac{K + d}{K + d_0} \frac{1 - q(U_0/V_{к0})}{1 - q(U_0/V_{кx})}, \quad (3.59)$$

где $V_{к0}$ – начальная температура капель, $V_{кx}$ – текущая составляющая скорости капель вдоль оси камеры, q – реальный коэффициент орошения.

В уравнении (3.54) коэффициент массообмена β определяется из полуэмпирической зависимости для массообменного числа Нуссельта

$$Nu' = \frac{\beta \delta_k}{D} = 2K_c \Phi. \quad (3.60)$$

Здесь $K_c = 1 + ((P_{1к} + P_1)/2B)$ – поправка на стефановский поток при высоких концентрациях пара в смеси, $P_{1к}$ и P_1 – парциальные давления насыщенных паров жидкости при температуре Θ и ненасыщенных паров жидкости вдали от капли при температуре T , B – барометрическое давление для парогазовой смеси, $\Phi = 1 + 0,276 Re_k^{0,5} Sc^{0,33}$ – поправка Фросслинга на инерционность обтекания капли жидкости, Re_k – число Рейнольдса обтекания капли, D – коэффициент диффузии паров, $Sc = \mu/\rho D$ – число Шмидта, μ – динамическая вязкость парогазовой смеси.

Коэффициент теплоотдачи α_k определяется из формулы Дрейка для теплообменного числа Нуссельта:

$$Nu = 2 + 0,459 Re_k^{0,55} Pr^{0,33}, \quad (3.61)$$

где $Pr = \mu c/\lambda$ – теплообменное число Прандтля, λ – коэффициент теплопроводности парогазовой смеси.

В стационарной постановке дифференциальные уравнения модели должны решаться при следующих граничных условиях:

– для прямотока при $x = 0$

$$V_{кх} = V_{к0}, \quad V_{кy} = 0, \quad U = U_0, \quad \delta_k = \delta_{к0}, \quad m_k = m_{к0},$$

$$d = d_0, \quad \Theta = \Theta_0, \quad T = T_{00}, \quad \rho_k = \rho_{к0}, \quad (3.62)$$

– для противотока

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } x = 0 \quad V_{кх} = V_{к0}, \quad V_{кy} = 0, \quad \delta_k = \delta_{к0}, \quad \Theta = \Theta_0, \quad \rho_k = \rho_{к0}, \\ \text{при } x = l \quad U = U_0, \quad d = d_0, \quad T = T_{00}. \end{array} \right\} \quad (3.63)$$

Предложенная в [22] физико-математическая модель тепломассообмена в оросительных камерах кондиционеров воздуха позволяет рассчитать все термодинамические параметры парогазового потока и жидкости, а также позволяет оптимизировать протекающие в камере термодинамические процессы с точки зрения сокращения энергозатрат на работу этих устройств.

Пример 3.10. Сравнение модели и методики расчета оросительной камеры ВНИИКондиционер

Исходные данные

1. Оросительная камера ОКФ-3 для центрального кондиционера марки КТЦЗ-10 с общим числом форсунок – 24 шт.
2. Массовый расход воздуха $G_{пр} = 11900$ кг/ч.
3. Коэффициенты $A_1 = 0,503$, $\alpha_1 = 1,91$, $\beta_1 = 0,387$.
4. Температура воздуха, входящего в камеру орошения, $T_{00} = 298,9$ К, прошедшего обработку в камере $T = 284,3$ К, предельная температура воздуха $t_{впр} = 9$ °С.
5. Энтальпия воздуха, входящего в камеру орошения, $I_0 = 52,8$ кДж/кг, прошедшего обработку в камере $I = 31$ кДж/кг, энтальпия предельного состояния воздуха $I_{пр} = 27,3$ кДж/кг.
6. Влагосодержание воздуха, входящего в камеру орошения, $d_0 = 10,4$ г/кг с.в., прошедшего обработку в камере, $d = 7,8$ г/кг с.в.
7. Размеры камеры орошения: $H = 0,825$ м, $A = 1,25$ м.

Порядок расчета

1. Результаты расчета оросительной камеры по методике ВНИИКондиционер согласно подразд. 3.3.1.1 заносим в табл. 3.8.

Таблица 3.8

Результаты расчета по методике ВНИИКондиционер

E_a	μ	E_n	Ω	$\Theta_0, ^\circ\text{C}$	$\Theta, ^\circ\text{C}$	$G_{ж}, \text{кг/ч}$	$g_{ф}, \text{кг/ч}$	$\Delta P_{ф}, \text{кПа}$
0,855	1,94	0,573	1,544	4,86	7,54	23086	961,9	116,4

2. Расчет режимных параметров обработки воздуха в камере орошения при помощи модели произведем по вышеприведенным исходным данным. Дополнительные параметры, не учитываемые в расчетах по инженерной методике, будем принимать исходя из габаритов камеры орошения и уже рассчитанных данных, представленных в табл. 3.8.

3. Реальный коэффициент орошения может быть определен исходя из объемных расходов газа и жидкости, проходящих через камеру орошения:

$$q = \frac{Q_{ж}}{Q_{г}} = \frac{23086 \cdot 1,2}{1000 \cdot 11900} = 0,00233 \text{ м}^3/\text{м}^3 = 2,33 \text{ л/м}^3. \quad (3.64)$$

4. Начальная скорость воздуха в оросительной камере определяется исходя из площади поперечного сечения камеры

$$U_0 = \frac{Q_{г}}{3600 \cdot H \cdot A} = \frac{11900}{1,2 \cdot 3600 \cdot 0,825 \cdot 1,25} = 2,67 \text{ м/с}. \quad (3.65)$$

5. Начальные скорость и размер капель, распыливаемых форсунками, могут быть определены по зависимостям, приведенным в [22, 34]

$$V_{к0} = \sqrt{\frac{2P_{ж}}{\rho_{ж}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 116400}{1000}} = 15,26 \text{ м/с} \quad (\text{здесь } P_{ж} \text{ в Па}); \quad (3.66)$$

$$\delta_{к0} = 1,81 \frac{v_{ж}^{0,59} \cdot g_{ф}^{0,205} \cdot \rho_{ж}^{0,192}}{P_{ж}^{0,397}} =$$

$$= 1,81 \frac{0,01^{0,59} \cdot 961,9^{0,205} \cdot 1^{0,192}}{1,187^{0,397}} = 457 \text{ мкм}, \quad (3.67)$$

где $v_{ж}$ – кинематическая вязкость жидкости, $\text{см}^2/\text{с}$, $g_{ф}$ – расход жидкости через форсунку, $\text{кг}/\text{ч}$, $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, $\text{г}/\text{см}^3$, $P_{ж}$ – давление подаваемой воды в форсунки, $\text{кгс}/\text{см}^2$.

6. В табл. 3.9 приведены данные режимных параметров в оросительной камере, рассчитанных по методике ВНИИКондиционер и модели тепломассообмена при следующих исходных данных: $T_{00} = 298,9 \text{ К}$, $d_0 = 10,4 \text{ г}/\text{кг}$ с.в., $U_0 = 2,67 \text{ м}/\text{с}$, $V_{к0} = 15,26 \text{ м}/\text{с}$, $\delta_{к0} = 457 \text{ мкм}$. Как видно из табл. 3.9, требуемые параметры обрабатываемого воздуха можно получить при различных начальных значениях температуры жидкости и коэффициента орошения, что невозможно осуществить при использовании инженерной методики расчета.

Таблица 3.9

Сравнение режимных параметров оросительной камеры

Параметры	Методика ВНИИКондиционер	Модель тепломассообмена				
q , $\text{л}/\text{м}^3$	2,33	2,33	2,1	1,95	1,8	1,7
Θ_0 , К	277,86	277,86	277,0	276,0	275,5	275,0
T , К	284,3	285,05	285,18	285,08	285,36	285,49
d , $\text{г}/\text{кг}$	7,8	7,3	7,3	7,2	7,2	7,2
Θ , К	280,54	280,12	279,5	278,74	278,42	278,07

В приведенном примере экономия жидкости, подаваемой на распыливание форсунками, составляет порядка 25 %, если ее температуру на входе задать равной минимально допустимой – 2 °С. Инженерная методика не позволяет варьировать режимные

параметры, что может вызывать перерасход жидкости, а следовательно, и энергозатраты на обработку воздуха, в отличие от разработанной модели расчета оросительных камер кондиционеров воздуха.

3.3.2. Расчет воздухонагревателей

Расчет воздухонагревателей осуществляют на два периода года: в начале производят расчет на холодный период, затем – на теплый период года. Также отдельно производят расчет воздухонагревателей первого и второго подогрева.

Целью расчета воздухонагревателей является определение требуемой и располагаемой поверхностей теплопередачи и режима их работы [1, 33].

Исходными данными для расчета являются: массовый расход воздуха через воздухонагреватель $G_{\text{пр}}$, кг/ч; начальная и конечная температура воздуха $t_{\text{н}}$ и $t_{\text{к}}$ соответственно в °С; начальная и конечная температура горячего теплоносителя (перегретой воды) $t_{\text{вн}}$ и $t_{\text{вк}}$ соответственно в °С (принимается для расчета $t_{\text{вн}} = 150$ °С, $t_{\text{вк}} = 70$ °С).

При поверочном расчете задаются типом и числом базовых воздухонагревателей исходя из марки центрального кондиционера (прил. 31), т. е. вначале принимают стандартную компоновку, а расчетом ее уточняют.

Вычисляют теплоту, необходимую для нагрева воздуха, Вт, по формуле

$$Q_{\text{воз}} = 0,278 \cdot G_{\text{пр}} \cdot c_{\text{воз}} (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}), \quad (3.68)$$

где $c_{\text{воз}}$ – удельная теплоемкость воздуха ($c_{\text{воз}} = 1,005$ кДж/(кг °С)).

Определяют расход горячей воды, кг/ч:

$$G_{\text{в}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{воз}}}{4,19(t_{\text{вн}} - t_{\text{вк}})} = 0,859 \frac{Q_{\text{воз}}}{(t_{\text{вн}} - t_{\text{вк}})}. \quad (3.69)$$

Вычисляют коэффициент теплопередачи, Вт/(м² °С), по формуле

$$K = a(\rho v)^q w^r, \quad (3.70)$$

где a, q, r – коэффициенты, принимаемые по табл. 3.10.

Таблица 3.10

Коэффициенты a, q, r, b, m

Количество рядов теплообменника	a	q	r	b	m
1	28,0	0,448	0,129	4,16	1,707
1,5	25,3	0,47	0,087	3,92	1,761
2	25,5	0,485	0,127	0,94	1,716

В зависимости от марки кондиционера выбирают число и тип базовых теплообменников (прил. 31), для которых вычисляют массовую скорость движения воздуха в живом сечении воздухонагревателя $\text{кг/м}^2\text{с}$:

$$\rho v = \frac{G_{\text{пр}}}{3600 \cdot f_{\text{воз}}}, \quad (3.71)$$

где $f_{\text{воз}}$ – площадь живого сечения для прохода воздуха в воздухонагревателе, м^2 .

Определяют скорость движения горячей воды по трубкам теплообменника, м/с :

$$w = \frac{G_w}{\rho_w \cdot f_w \cdot 3600}, \quad (3.72)$$

где ρ_w – плотность воды при ее средней температуре, кг/м^3 ; f_w – площадь сечения для прохода воды, м^2 .

Вычисляют среднюю разность температур между теплоносителями:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вн}} + t_{\text{вк}}}{2} - \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2}. \quad (3.73)$$

Находят требуемую площадь теплообмена, м^2 :

$$F_{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{воз}}}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}}. \quad (3.74)$$

При этом необходимо выполнять следующие условия: между располагаемой поверхностью F_p (предварительно выбранным воздухонагревателем) и требуемой поверхностью $F_{тр}$ запас поверхности теплообмена не должен превышать 15 %:

$$\frac{F_p - F_{тр}}{F_{тр}} 100 \leq 15 \% . \quad (3.75)$$

При большем чем на 15 % расхождении величин ($F_p > F_{тр}$) рекомендуют уменьшить скорость движения воды до минимума, равного 0,15 м/с, откорректировать расход воды и ее конечную температуру, а также повторно произвести расчет требуемой поверхности теплообмена.

При наличии двух и более базовых теплообменников на каждой ступени кондиционера выполнить условия (3.75) возможно также путем изменения схемы обвязки воздухонагревателей. Снизить F_p можно путем уменьшения рядности теплообменника.

Расчет воздухонагревателей второго подогрева осуществляют по той же методике, что и расчет воздухонагревателей первого подогрева (при необходимости расчета воздухонагревателя для теплого периода года начальную температуру горячей воды следует принимать не выше 70 °С).

Для определения аэродинамического сопротивления воздухонагревателя, Па, применяют уравнение

$$\Delta P_{вн} = b(\rho v)^m N_1, \quad (3.76)$$

где b , m – коэффициенты, принимаемые по табл. 3.10; N_1 – число теплообменников, установленных последовательно по ходу воздуха.

Пример 3.11. Поверочный расчет воздухонагревателя второй ступени для холодного периода

Исходные данные

1. Процесс нагрева воздуха во второй ступени воздухонагревателя для холодного периода построен на рис. 3.12 примера 3.9.

2. В качестве теплоносителя применяется перегретая вода с параметрами $t_{вн} = 150$ °С, $t_{вк} = 70$ °С.

Порядок расчета

1. Согласно прил. 31 принимаем базовый теплообменник двухметровый, двухрядный, с располагаемой поверхностью $F_p = 120,8 \text{ м}^2$, площадь фронтального сечения для воздуха $f_{\text{воз}} = 3,315 \text{ м}^2$, площадь сечения для прохода воды $f_w = 0,00296 \text{ м}^2$.

2. Вычисляем теплоту, необходимую для нагрева воздуха, по формуле (3.68)

$$Q_{\text{воз}} = 0,278 \cdot 32400 \cdot 1,005 (22,5 - 8) = 131257 \text{ Вт.}$$

3. Определяем расход горячей воды по формуле (3.69):

$$G_w = 0,859 \frac{131257}{(150 - 70)} = 1410 \text{ кг/ч.}$$

4. Массовая скорость движения воздуха в живом сечении воздухонагревателя согласно формуле (3.71) равна:

$$\rho v = \frac{32400}{3600 \cdot 3,315} = 2,715 \text{ кг/м}^2\text{с.}$$

5. Скорость движения горячей воды по трубам теплообменника согласно формуле (3.72) составит:

$$w = \frac{1410}{1000 \cdot 0,00296 \cdot 3600} = 0,132 \text{ м/с.}$$

6. Коэффициент теплопередачи определим по формуле (3.70):

$$K = 25,5 (2,715)^{0,485} (0,132)^{0,127} = 32,0 \text{ Вт/(м}^2\text{°C).}$$

7. Вычислим среднюю разность температур между теплоносителями по формуле (3.73):

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{150 + 70}{2} - \frac{8 + 22,5}{2} = 94,75 \text{ °C.}$$

8. Требуемая площадь теплообмена согласно уравнению (3.74) равна:

$$F_{\text{тр}} = \frac{131257}{32,0 \cdot 94,75} = 43,3 \text{ м}^2.$$

9. Согласно выражению (3.75) проверяем условие:

$$\frac{120,8 - 43,3}{43,3} 100 \% = 179 \% > 15 \ \%.$$

Условие не выполняется.

10. Принимаем к установке однорядный теплообменник. Согласно прил. 31 $F_p = 60,4 \text{ м}^2$, $f_{\text{воз}} = 3,315 \text{ м}^2$, $f_w = 0,001486 \text{ м}^2$.

11. Определим скорость воды по трубкам теплообменника по формуле (3.72):

$$w = \frac{1410}{1000 \cdot 0,00148 \cdot 3600} = 0,265 \text{ м/с}.$$

12. Коэффициент теплопередачи определим по формуле (3.70):

$$K = 28,0(2,715)^{0,448} 0,265^{0,129} = 36,9 \text{ Вт/(м}^2 \text{ °С)}.$$

13. Требуемая поверхность по формуле (3.74):

$$F_{\text{тр}} = \frac{131257}{36,9 \cdot 94,75} = 37,5 \text{ м}^2.$$

15. Согласно выражению (3.75) проверяем условие:

$$\frac{60,4 - 37,5}{37,5} 100 \% = 61,1 \% > 15 \ \%.$$

Условие (3.75) не выполняется, тогда уменьшаем скорость движения воды до 0,16 м/с, корректируем расход воды и ее конечную температуру, повторно проводим расчет требуемой поверхности теплообмена.

$$G_w = 0,16 \cdot 1000 \cdot 0,00148 \cdot 3600 = 852,5 \text{ кг/ч}.$$

16. Конечную температуру воды определим из формулы (3.69):

$$t_{\text{вк}} = 150 - \frac{0,86 \cdot 131257}{852,5} = 17,6 \text{ °С}.$$

17. Уточняем среднюю разность температур по формуле (3.73):

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{150 + 17,6}{2} - \frac{8 + 22,5}{2} = 68,55 \text{ °С}.$$

18. Уточним коэффициент теплопередачи по формуле (3.70):

$$K = 28,0(2,715)^{0,448} 0,16^{0,129} = 34,6 \text{ Вт/(м}^2 \text{ °С)}.$$

19. Требуемая поверхность теплопередачи по формуле (3.74):

$$F_{\text{тр}} = \frac{131257}{34,6 \cdot 68,55} = 55,3 \text{ м}^2.$$

20. Запас поверхности по формуле (3.75):

$$\frac{60,4 - 55,3}{55,3} 100 \% = 9,2 \% < 15 \ \%.$$

Условие выполнено. Расчет воздухонагревателя закончен.

3.3.3. Расчет воздухоохладителей

В качестве воздухоохладителей в СКВ могут применяться поверхностные теплообменники с наружным оребрением с циркуляцией холодной воды в трубном пространстве.

Охлаждение может осуществляться при постоянном влагосодержании (сухое охлаждение), а также при уменьшении влагосодержания, т. е. охлаждение сопровождается его осушением. Рассмотрим методики расчета воздухоохладителей в зависимости от режима работы.

3.3.3.1. Расчет воздухоохладителей при сухом охлаждении

Расчет и выбор режимов работы воздухоохладителей приводится с помощью показателей θ_t , N_t , W .

Показатель теплотехнической эффективности для сухого охлаждения воздуха имеет вид:

$$\theta_t = \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{к}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{вн}}}. \quad (3.77)$$

При этом должны выполняться (задаваться) условия:
 $t_{\text{вн}} \cong t_{\text{п}}, t_{\text{к}} > t_{\text{п}}.$

Таким образом, предлагается такая последовательность расчета воздухоохладителя [24]:

1. Задаются параметры воздуха G , $t_{\text{н}}$, $d_{\text{н}}$, $I_{\text{н}}$, $t_{\text{к}}$.
2. Принимают начальную температуру воды $t_{\text{вн}} = t_{\text{п}}$.
3. Задают показатель отношения теплоемкостей потоков (водяных эквивалентов) $W = 0,1-0,6$.

4. Определяют расход холодной воды, кг/ч:

$$G_w = \frac{Gc}{Wc_w}. \quad (3.78)$$

5. Определяют и уточняют конечную температуру воды (на выходе из воздухоохладителя) t_{wk} :

$$t_{wk} = t_{wn} + W(t_n - t_k). \quad (3.79)$$

При этом ограничивают $\Delta t_w = t_{wk} - t_{wn} = 2-6$ °С путем изменения W и, соответственно, G_w по формуле (3.78).

6. В соответствии с расходом охлаждаемого воздуха G выбирают тип воздухоохладителя (прил. 31). В зависимости от конструктивных размеров блока воздухоохладителя, схем обвязки определяют скорости движения воздуха u_p , кг/м²с, воды w , м/с, по формулам (3.71) и (3.72).

Согласно рекомендациям [24], оптимальная скорость воды по трубкам теплообменника $w = 0,6-1,0$ м/с. Этой предельной величиной ограничивают данный параметр.

7. Определяют показатель теплотехнической эффективности θ_i по формуле (3.77).

8. По графику (прил. 32) при известных θ_i и W находят значения показателя N_i . Рекомендуемые рациональные предельные значения N_i соответствуют 1,6–1,8 [1].

9. Определяют требуемую площадь поверхности воздухоохладителя:

$$F_{тр} = \frac{N_i Gc}{3,6K}, \quad (3.80)$$

где K – коэффициент теплопередачи в воздухоохладителе, определяют по уравнению, аналогичному формуле (3.70).

10. Определяют запас поверхности воздухоохладителя по формуле (3.75). Он не должен превышать 10 %, в противном случае необходимо изменить режим работы теплообменника, приняв новое значение W , и повторить расчет [1].

при охлаждении и осушении воздуха

4. Определяют точку Н (начальное состояние воздуха), точку К (конечное состояние воздуха), проводят отрезок НК, соответствующий лучу реального процесса охлаждения и осушения воздуха. На пересечении с продолжением отрезка НК с изолинией $\phi = 100\%$ находят точку f , для которой t_f соответствует средней температуре наружной поверхности воздухоохладителя. Из точки f проводят изолинию d_f до пересечения с изолиниями I_k , I_n , получают отрезок Н'К', соответствующий лучу «условно сухого охлаждения воздуха».

5. Выполняют пп. 3–10 подразд. 3.3.3.1.

Начальную температуру холодной воды на входе в воздухоохладитель определяют из условия $t_{\text{вн}} \leq t_f - 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ [33]. С уменьшением $t_{\text{вн}}$ требуемая поверхность воздухоохладителя снижается.

Показатель теплотехнической эффективности в «условно сухом режиме охлаждения воздуха» вычисляют в соответствии с формулой (3.77) и рис. 3.13:

$$\theta_t = \frac{t_{\text{н}'} - t_{\text{к}'}}{t_{\text{н}'} - t_{\text{вн}}}. \quad (3.81)$$

Пример 3.12. Определение конструктивных показателей поверхностного воздухоохладителя

Исходные данные

1. Расход смеси наружного и рециркуляционного воздуха составляет 21600 кг/ч.
2. Параметры смеси: $I_n = 50$ кДж/кг, $d_n = 9,8$ г/кг с.в.
3. Смесь необходимо осушить и охладить до $I_k = 33$ кДж/кг, $d_k = 8,3$ г/кг с.в.

Порядок расчета

1. На I - d -диаграмме строим реальный процесс охлаждения и осушения воздуха НК (рис. 3.14), при этом принимаем

$\varphi_k = 92\%$. На пересечении продолжения отрезка НК с изолинией $\varphi = 100\%$ находим точку f , для которой t_f соответствует средней температуре наружной поверхности воздухоохладителя. Из точки f проводим изолинию d_f до пересечения с изолиниями I_k , I_n . Получаем отрезок Н'К', соответствующий лучу «условно сухого охлаждения воздуха».

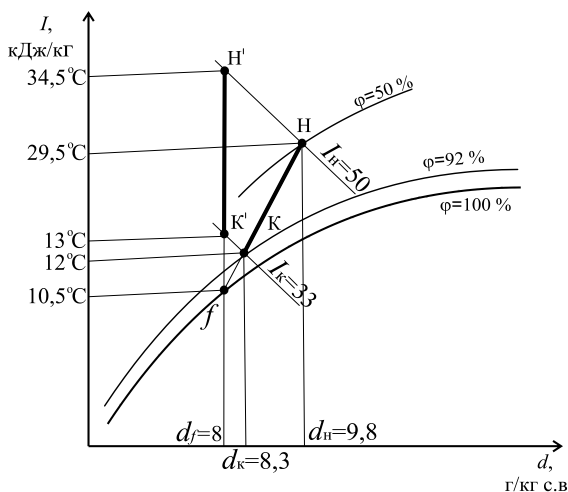


Рис. 3.14. К примеру 3.11

2. Начальную температуру холодной воды на входе в воздухоохладитель определяем из условия $t_{wn} \leq t_f - 2\text{ }^\circ\text{C}$:

$$t_{wn} = 10,5 - 2 = 8,5\text{ }^\circ\text{C}.$$

3. Задаем показатель отношения теплоемкостей потоков

$$W = 0,2.$$

4. Уточняем конечную температуру воды на выходе из воздухоохладителя по формуле (3.3.40):

$$t_{wk} = 8,5 + 0,2(29,5 - 13) = 11,8\text{ }^\circ\text{C}.$$

5. Определяем расход холодной воды по выражению (3.78):

$$G_w = \frac{21600 \cdot 1,005}{0,2 \cdot 4,19} = 25923\text{ кг/ч}.$$

6. По прил. 31 в соответствии с расходом охлаждаемого воздуха выбираем тип воздухоохладителя: двухрядный, с располагаемой поверхностью $F_p = 74,6 \text{ м}^2$, с площадью фронтального сечения для воздуха $f_{\text{воз}} = 2,07 \text{ м}^2$, площадью сечения для прохода воды $f_w = 0,00296 \text{ м}^2$.

7. Массовая скорость движения воздуха в живом сечении воздухоохладителя по формуле (3.71) равна:

$$\rho v = \frac{21600}{3600 \cdot 2,07} = 2,9 \text{ кг/м}^2\text{с}.$$

8. Скорость движения холодной воды по трубкам воздухоохладителя по формуле (3.72) составит:

$$w = \frac{25923}{1000 \cdot 0,00296 \cdot 3600} = 2,43 \text{ м/с}.$$

9. Определяем показатель теплотехнической эффективности в «условно сухом режиме охлаждения воздуха» в соответствии с формулой (3.81):

$$\theta_t = \frac{29,5 - 13}{29,5 - 8,5} = 0,786.$$

10. По прил. 32 при известных θ_t и W находим значение показателя N_t :

$$N_t = 1,7.$$

11. По формуле (3.70) рассчитываем коэффициент теплопередачи в воздухоохладителе:

$$K = 25,5(2,9)^{0,485} 2,43^{0,127} = 47,87 \text{ Вт/(м}^2\text{°C)}.$$

12. Определяем требуемую площадь поверхности воздухоохладителя по формуле (3.80):

$$F_{\text{тр}} = \frac{1,7 \cdot 21600 \cdot 1,005}{3,6 \cdot 47,87} = 214,1 \text{ м}^2.$$

13. Определяем необходимое число двухрядных теплообменников $214,1/74,6 = 2,87$ шт. Округляем до 3, и действительная поверхность воздухоохладителей составит:

$$F_{\text{тр}} = 74,6 \cdot 3 = 223,8 \text{ м}^2.$$

14. Определяем запас поверхности воздухоохладителя по формуле (3.75):

$$\frac{223,8 - 214,1}{214,1} 100 \% = 4,5 \% < 15 \%.$$

Условие выполнено.

К установке принимаем три двухрядных воздухоохладителя. Выбираем схему обвязки трубопроводов с параллельной подачей холодной воды в три двухрядных теплообменника, тогда скорость течения воды в трубках составит:

$$w = \frac{25923}{1000 \cdot 0,00296 \cdot 3 \cdot 3600} = 0,81 \text{ м/с}.$$

Расчет закончен, т. к. схема обвязки обеспечивает оптимальную скорость движения воды в воздухоохладителе.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Основная литература

1. *Аверкин, А.Г.* Примеры и задачи по курсу «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» : учеб. пособие / А.Г. Аверкин. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Изд-во АСВ, 2003. – 126 с.
2. *Белова, Е.М.* Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях / Е.М. Белова. – М. : Изд-во «Евроклимат», 2006. – 640 с.
3. *Внутренние санитарно-технические устройства* : в 3 ч. Ч. 1. Отопление / [В.Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Скани и др.] ; под ред. И.Г. Старовойтова, Ю.И. Шиллера. – Курган : Изд-во «Интеграл» , 2008 – 343 с.
4. *ГОСТ 12.1.005–88**. ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
5. *ГОСТ 30494–96*. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях.
6. *Гримитлин, М.И.* Распределение воздуха в помещении / М.И. Гримитлин. – М. : Авок Северо-Запад, 2004. – 320 с.
7. *Еремкин, А.И.* Отопление и вентиляция жилого здания / А.И. Еремкин, Т.И. Королева, Н.А. Орлова. – М. : Изд-во АСВ, 2003. – 129 с.
8. *Еремкин, А.И.* Тепловой режим зданий / А.И. Еремкин, Т.И. Королева. – М. : Изд-во АСВ, 2000. – 368 с.
9. *Каменев, П.Н.* Вентиляция / П.Н. Каменев, Е.И. Тертичник. – М. : Изд-во АСВ, 2008. – 624 с.
10. *Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Жилые здания со встроенно-пристроенными помещениями общественного назначения и стоянками автомобилей. Коттеджи: справочное пособие* / под ред. Г.И. Стомахиной – М. : Изд-во «Пантори», 2003. – 308 с.
11. *Применение средств автоматизации «Данфосс» в системах водяного отопления многоэтажных зданий.* – М. : ООО «Данфосс», 2008. – 37 с.

12. *Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика* / В.А. Ананьев, Л.Н. Балуева, А.Д. Гальперин, А.К. Городов, М.Ю. Еремин, С.М. Звягинцева, В.П. Мурашко, И.В. Седых. – М. : Изд-во «Евроклимат», 2005. – 416 с.

13. *Сканави, А.Н. Отопление : учебник для вузов* / А.Н. Сканави, Л.М. Махов. – М. : Изд-во АСВ, 2002. – 576 с.

14. *СНиП 2.01.07–85**. Нагрузки и воздействия.

15. *СНиП 23–01–99**. Строительная климатология.

16. *СНиП 23–02–2003*. Тепловая защита зданий.

17. *СНиП 41–01–2003*. Отопление, вентиляция и кондиционирование.

18. *СП 23–101–2004*. Проектирование тепловой защиты зданий.

19. *СП 40–108–2004*. Проектирование и монтаж внутренних систем водоснабжения и отопления зданий из медных труб.

20. *СП 41–102–98*. Проектирование и монтаж трубопроводов систем отопления с использованием металлополимерных труб.

21. *Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование* / под ред. проф. Б.М. Хрусталева. – М. : Изд-во АСВ, 2007. – 784 с.

22. *Шиляев, М.И. Интенсификация тепломассообмена в дисперсных средах при конденсации и испарении* / М.И. Шиляев, Е.М. Хромова, А.Р. Богомолов. – Томск : Изд-во ТГАСУ, 2010. – 272 с.

Дополнительная литература

23. *Авчухов, В.В. Задачник по процессам тепломассообмена : учебное пособие для вузов* / В.В. Авчухов, Б.Я. Паюсте. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 144 с.

24. *Богословский, В.Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение : учебник для вузов* / В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, Л.В. Петров. – М. : Стройиздат, 1985. – 367 с.

25. *Богословский, В.Н. Отопление : учебник для вузов* / В.Н. Богословский, А.Н. Сканави. – М. : Стройиздат, 1991. – 735 с.

26. *Богословский, В.Н.* Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / В.Н. Богословский, М.Я. Поз. – М. : Стройиздат, 1983. – 320 с.

27. *Дроздов, В.Ф.* Отопление и вентиляция. Ч. II. Вентиляция. / В.Ф. Дроздов – М. : Высшая школа, 1984. – 263 с.

28. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских зданий / В.П. Титов, Э.В. Сазонов, Ю.С. Краснов [и др.] – М. : Стройиздат, 1985. – 206 с.

29. *Нестеренко, А.В.* Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. Изд. 2-е / А.В. Нестеренко. – М. : Высшая школа, 1965. – 395 с.

30. *Отопление и вентиляция.* Ч. II. Вентиляция / В.Н. Богословский, В.И. Новожилов, Б.Д. Симаков, В.П. Титов. – М. : Стройиздат, 1976. – 439 с.

31. *Ривкин, С.Л.* Термодинамические свойства воды и водяного пара / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М. : Энергоатомиздат, 1994. – 80 с.

32. *Справочник проектировщика.* Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 1 / под. ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1992. – 320 с.

33. *Справочник проектировщика.* Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 2 / под. ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1992. – 416 с.

34. *Хавкин, Ю.И.* Центробежные форсунки / Ю.И. Хавкин. – Л. : Машиностроение (Ленингр. отделение), 1976. – 168 с.

**Таблица для гидравлического расчета трубопроводов
водяного отопления при перепадах температуры воды в системе
95–70 °С, 105–70 °С и $\Delta s = 0,2$ мм**

Потери давления на трение на 1 м, Па	Количество проходящей воды (верхняя строка), кг/ч, и скорость движе- ния воды (нижняя строка), м/с, по трубам стальным водогазопровод- ным обыкновенным (ГОСТ 3262–75*) условным проходом, мм					
	15	20	25	32	40	50
0,55	5,5 0,008	18,7 0,015	50,7 0,25	121 0,034	159 0,034	288 0,037
0,6	6,0 0,009	20,4 0,016	55,3 0,027	124 0,035	168 0,036	303 0,039
0,65	6,5 0,009	22,1 0,018	59,9 0,029	127 0,036	172 0,037	317 0,041
0,7	7,0 0,01	23,8 0,019	64,5 0,032	131 0,037	173 0,037	329 0,042
0,75	7,5 0,011	25,5 0,02	69,1 0,034	133 0,037	176 0,038	342 0,044
0,8	8,0 0,012	27,2 0,022	75,9 0,037	135 0,038	177 0,038	355 0,046
0,85	8,5 0,012	28,9 0,023	75,9 0,037	136 0,038	182 0,039	368 0,047
0,9	9,0 0,013	3,06 0,024	77,9 0,038	140 0,039	188 0,040	380 0,049
0,95	9,5 0,014	32,3 0,026	80,0 0,039	143 0,040	194 0,041	392 0,050
1,00	10,0 0,015	34,0 0,027	82,0 0,040	147 0,041	199 0,043	403 0,052
1,10	11,0 0,016	37,4 0,030	84,0 0,041	150 0,042	211 0,045	426 0,055
1,2	12,0 0,017	40,8 0,033	86,1 0,042	154 0,043	222 0,047	445 0,057
1,3	13,0 0,019	44,2 0,035	88,1 0,043	161 0,045	231 0,049	466 0,060
1,4	14,0 0,020	47,6 0,038	90,2 0,044	167 0,047	241 0,052	486 0,062
1,5	15,0 0,022	51,0 0,041	92,2 0,045	174 0,049	250 0,054	505 0,065
1,6	16,0 0,023	54,4 0,044	94,2 0,046	180 0,050	260 0,056	523 0,067

Продолжение прил. 1

Потери давления на трение на 1 м, Па	Количество проходящей воды (верхняя строка), кг/ч, и скорость движения воды (нижняя строка), м/с, по трубам стальным водогазопроводным обыкновенным (ГОСТ 3262–75*) условным проходом, мм					
	15	20	25	32	40	50
1,7	17,0 0,025	57,2 0,046	96,3 0,047	186 0,052	268 0,057	541 0,069
1,8	18,0 0,026	58,4 0,047	98,3 0,048	193 0,054	277 0,059	559 0,072
1,9	19,0 0,028	59,7 0,048	100 0,049	199 0,055	286 0,061	576 0,074
2,0	20,0 0,029	60,9 0,049	102 0,050	204 0,057	294 0,063	592 0,076
2,2	22,0 0,032	62,2 0,050	103 0,050	216 0,060	311 0,067	623 0,080
2,4	24,0 0,035	64,7 0,052	105 0,051	226 0,063	325 0,070	654 0,084
2,6	26,0 0,038	65,9 0,053	110 0,054	236 0,066	340 0,073	683 0,088
2,8	28,0 0,041	67,2 0,054	114 0,056	246 0,069	354 0,076	712 0,091
3,0	30,0 0,044	69,7 0,056	118 0,058	256 0,071	368 0,079	739 0,095
3,2	31,9 0,047	70,9 0,057	123 0,060	265 0,074	381 0,082	766 0,098
3,4	33,9 0,050	72,1 0,058	127 0,062	274 0,077	394 0,084	792 0,101
3,6	35,9 0,052	73,4 0,059	131 0,064	283 0,079	407 0,087	817 0,105
3,8	37,9 0,056	74,6 0,060	135 0,066	292 0,082	419 0,090	842 0,108
4,0	39,2 0,057	75,9 0,061	139 0,068	300 0,084	431 0,092	865 0,111
4,5	41,2 0,060	77,1 0,062	149 0,073	321 0,90	461 0,099	920 0,118
5,0	43,3 0,063	80,3 0,064	158 0,077	339 0,095	486 0,104	974 0,125
5,5	44,6 0,065	84,8 0,068	166 0,081	357 0,100	512 0,110	1026 0,131
6,0	46,0 0,067	88,6 0,071	174 0,085	374 0,105	537 0,115	1076 0,138

Продолжение прил. 1

Потери давления на трение на 1 м, Па	Количество проходящей воды (верхняя строка), кг/ч, и скорость движения воды (нижняя строка), м/с, по трубам стальным водогазопроводным обыкновенным (ГОСТ 3262–75*) условным проходом, мм					
	15	20	25	32	40	50
6,5	47,4	92,7	182	391	561	1123
	0,069	0,074	0,089	0,109	0,120	0,144
7,0	48,8	96,6	189	408	584	1169
	0,071	0,077	0,093	0,114	0,125	0,150
7,5	49,4	100	198	423	607	1214
	0,072	0,080	0,097	0,118	0,130	0,155
8,0	50,8	104	204	438	628	1256
	0,074	0,083	0,100	0,122	0,135	0,161
8,5	52,2	108	211	453	649	1298
	0,076	0,086	0,103	0,127	0,139	0,166
9,0	52,9	111	218	467	670	1338
	0,077	0,089	0,107	0,130	0,143	0,171
9,5	54,2	114	224	481	689	1378
	0,079	0,092	0,110	0,134	0,148	0,176
10,0	54,9	118	230	495	709	1416
	0,080	0,094	0,113	0,138	0,152	0,181
11,0	55,5	124	242	520	745	1487
	0,080	0,099	0,119	0,145	0,159	0,191
12,0	56,9	130	254	545	780	1558
	0,083	0,104	0,125	0,152	0,167	0,200
13,0	59,5	136	265	569	815	1626
	0,087	0,109	0,130	0,159	0,174	0,280
14,0	62,1	142	276	592	848	1691
	0,091	0,113	0,135	0,165	0,182	0,217
15,0	64,5	147	287	615	880	1754
	0,094	0,118	0,141	0,172	0,188	0,225
16,0	66,8	152	297	636	910	1815
	0,098	0,122	0,146	0,178	0,195	0,233
17,0	69,1	157	307	657	940	1875
	0,101	0,126	0,150	0,184	0,201	0,240
18,0	71,3	162	317	678	969	1932
	0,104	0,130	0,155	0,189	0,208	0,248
19,0	73,5	167	326	698	998	1988
	0,107	0,134	0,160	0,195	0,214	0,255
20,0	75,6	172	335	717	1025	2042
	0,110	0,138	0,167	0,200	0,219	0,262

Продолжение прил. 1

Потери давления на трение на 1 м, Па	Количество проходящей воды (верхняя строка), кг/ч, и скорость движения воды (нижняя строка), м/с, по трубам стальным водогазопроводным обыкновенным (ГОСТ 3262–75*) условным проходом, мм					
	15	20	25	32	40	50
22,0	79,5 0,116	181 0,145	352 0,173	753 0,210	1077 0,231	2145 0,275
24,0	83,4 0,122	189 0,152	369 0,181	789 0,220	1128 0,241	2246 0,288
26,0	87,1 0,127	198 0,158	385 0,189	832 0,230	1176 0,252	2342 0,300
28,0	90,7 0,132	206 0,165	401 0,196	856 0,239	1224 0,262	2435 0,312
30,0	94,2 0,138	214 0,171	416 0,204	888 0,248	1269 0,272	2525 0,323
32,0	97,6 0,142	221 0,177	430 0,211	919 0,257	1313 0,281	2611 0,335
34,0	101 0,147	228 0,183	444 0,218	948 0,265	1355 0,290	2695 0,345
36,0	104 0,152	236 0,189	458 0,225	978 0,273	1396 0,299	2777 0,356
38,0	107 0,156	243 0,194	472 0,231	1006 0,281	1437 0,308	2856 0,366
40,0	110 0,161	249 0,200	484 0,237	1033 0,289	1476 0,316	2934 0,376
45,0	117 0,171	265 0,212	515 0,252	1097 0,306	1567 0,336	3115 0,399
50,0	124 0,181	280 0,224	544 0,267	1160 0,324	1656 0,355	3290 0,422
55,0	130 0,190	294 0,236	572 0,280	1213 0,340	1740 0,373	3457 0,443
60,0	136 0,199	308 0,247	599 0,294	1276 0,356	1821 0,390	3617 0,463
65,0	142 0,208	322 0,258	624 0,306	1330 0,372	1899 0,407	3770 0,483
70,0	148 0,217	335 0,268	649 0,318	1383 0,386	1973 0,423	3917 0,502
75,0	153 0,225	347 0,278	679 0,330	1433 0,400	2045 0,438	4060 0,520
80,0	156 0,233	359 0,288	696 0,341	1482 0,414	2115 0,453	4197 0,538

Продолжение прил. 1

Потери давления на трение на 1 м, Па	Количество проходящей воды (верхняя строка), кг/ч, и скорость движения воды (нижняя строка), м/с, по трубам стальным водогазопроводным обыкновенным (ГОСТ 3262–75*) условным проходом, мм					
	15	20	25	32	40	50
85,0	164 0,240	371 0,297	719 0,352	1529 0,427	2182 0,467	4330 0,555
90,0	169 0,248	382 0,306	741 0,363	1576 0,440	2248 0,481	4460 0,571
95,0	174 0,255	393 0,315	762 0,374	1620 0,453	2312 0,495	4586 0,588
100	179 0,262	404 0,324	783 0,384	1664 0,465	2374 0,508	4708 0,603
110	188 0,275	421 0,346	822 0,403	1747 0,488	2492 0,534	4942 0,633
120	197 0,288	444 0,356	860 0,421	1827 0,510	2606 0,558	5168 0,662
130	206 0,300	463 0,371	896 0,439	1904 0,532	2716 0,582	5384 0,690
140	213 0,312	481 0,385	931 0,457	1979 0,553	2822 0,604	5593 0,717
150	221 0,324	499 0,400	965 0,473	2051 0,573	2924 0,626	5795 0,742
160	229 0,335	516 0,413	998 0,489	2120 0,592	3022 0,647	5989 0,767
170	236 0,346	532 0,426	1030 0,505	2187 0,611	3118 0,668	6178 0,792
180	244 0,356	548 0,439	1061 0,520	2252 0,629	3211 0,688	6361 0,815
190	250 0,366	564 0,452	1091 0,535	2316 0,647	3301 0,707	6539 0,838
200	257 0,376	579 0,464	1120 0,549	2377 0,664	3389 0,726	6713 0,860
220	270 0,395	608 0,487	1176 0,576	2495 0,697	3556 0,762	7044 0,903
240	283 0,413	636 0,510	1230 0,603	2609 0,729	3718 0,796	7364 0,944
260	295 0,431	663 0,531	1281 0,628	2718 0,759	3874 0,830	7671 0,983
280	306 0,448	689 0,552	1331 0,653	2823 0,789	4023 0,862	7966 1,021

Продолжение прил. 1

Потери давления на трение на 1 м, Па	Количество проходящей воды (верхняя строка), кг/ч, и скорость движения воды (нижняя строка), м/с, по трубам стальным водогазопроводным обыкновенным (ГОСТ 3262–75*) условным проходом, мм					
	15	20	25	32	40	50
300	317 0,464	714 0,572	1379 0,676	2925 0,817	4168 0,892	8251 1,057
320	328 0,480	738 0,591	1426 0,699	3023 0,844	4307 0,922	8526 1,092
340	339 0,495	761 0,610	1471 0,721	3118 0,871	4443 0,951	8793 1,127
360	349 0,510	784 0,628	1514 0,742	3210 0,897	4574 0,979	9052 1,160
380	359 0,525	806 0,646	1557 0,763	3300 0,92	4702 1,007	9304 1,192
400	369 0,539	827 0,663	1598 0,783	3388 0,946	4826 1,033	9702 1,243
450	391 0,572	878 0,704	1696 0,831	3592 1,004	5121 1,097	10291 1,319
500	413 0,604	927 0,743	1790 0,878	3793 1,059	5403 1,157	10848 1,390
550	434 0,634	974 0,780	1880 0,921	3982 1,112	5765 1,234	11377 1,458
600	454 0,663	1018 0,816	1965 0,963	4162 1,162	6021 1,289	11883 1,523
650	473 0,691	1061 0,850	2047 1,003	4406 1,231	6267 1,342	12368 1,585
700	491 0,718	1101 0,882	2126 1,042	4573 1,277	6504 1,393	12835 1,645
750	509 0,744	1141 0,914	2202 1,079	4733 1,322	6732 1,441	13286 1,702
800	526 0,769	1179 0,945	2275 1,115	4888 1,365	6953 1,489	13721 1,758
850	543 0,793	1216 0,974	2346 1,15	5039 1,407	7167 1,535	14144 1,812
900	559 0,817	1252 1,003	2415 1,184	5185 1,448	7375 1,579	14554 1,865
950	574 0,839	1287 1,031	2523 1,237	5327 1,488	7577 1,622	14953 1,916

Продолжение прил. 1

Потери давления на трение на 1 м, Па	Количество проходящей воды (верхняя строка), кг/ч, и скорость движения воды (нижняя строка), м/с, по трубам стальным электросварным прямошовным (ГОСТ 10704–76*) условным проходом, мм								
	15	20	25	32	40	50	65	80	100
1,6	10,0 0,018	52,3 0,043	101 0,046	155 0,048	260 0,056	497 0,066	1131 0,082	1789 0,093	3110 0,107
1,7	10,6 0,028	55,3 0,045	101 0,046	161 0,050	268 0,057	514 0,068	1170 0,085	1849 0,096	3214 0,110
1,8	11,2 0,021	56,5 0,046	103 0,047	166 0,052	277 0,059	530 0,071	1207 0,088	1908 0,099	3316 0,114
1,9	11,9 0,022	57,8 0,047	105 0,048	171 0,053	286 0,061	547 0,073	1244 0,090	1965 0,102	3414 0,117
2,0	12,5 0,025	59,0 0,048	106 0,049	176 0,055	294 0,063	562 0,075	1279 0,093	2021 0,105	3510 0,120
2,2	13,7 0,025	61,4 0,50	109 0,050	186 0,058	311 0,067	591 0,079	1344 0,098	2124 0,110	3689 0,127
2,4	15,0 0,028	62,7 0,051	115 0,053	196 0,061	325 0,070	621 0,083	1410 0,102	2227 0,115	3867 0,133
2,6	16,2 0,030	65,1 0,053	119 0,055	204 0,063	340 0,073	649 0,086	1473 0,107	2326 0,120	4038 0,139
2,8	17,5 0,032	66,3 0,054	125 0,057	212 0,066	354 0,076	676 0,090	1534 0,111	2422 0,125	4202 0,144
3,0	18,7 0,034	67,6 0,055	130 0,059	221 0,069	368 0,079	702 0,093	1593 0,116	2514 0,130	4361 0,150
3,4	21,2 0,039	71,2 0,058	139 0,064	237 0,074	394 0,084	752 0,100	1705 0,124	2690 0,139	4664 0,160
3,6	22,5 0,041	72,5 0,059	144 0,066	244 0,074	407 0,087	776 0,103	1758 0,128	2774 0,144	4809 0,165
3,8	23,7 0,044	73,7 0,060	148 0,068	252 0,078	419 0,090	799 0,106	1811 0,131	2855 0,148	4950 0,170
4,0	25,0 0,046	74,9 0,061	152 0,070	259 0,081	431 0,092	822 0,109	1862 0,135	2935 0,152	5087 0,175
4,5	28,1 0,052	74,0 0,060	163 0,075	277 0,086	461 0,099	874 0,116	1978 0,144	3119 0,161	5404 0,185
5,0	31,2 0,057	78,2 0,064	173 0,079	294 0,091	486 0,104	925 0,123	2094 0,152	3300 0,171	5717 0,196

Потери давления на трение на 1 м, Па	Количество проходящей воды (верхняя строка), кг/ч, и скорость движения воды (нижняя строка), м/с, по трубам стальным электросварным прямошовным (ГОСТ 10704–76*) условным проходом, мм								
	15	20	25	32	40	50	65	80	100
5,5	34,4 0,063	82,6 0,067	181 0,083	308 0,096	512 0,110	975 0,130	2204 0,160	3474 0,180	6015 0,206
6,0	35,6 0,065	86,8 0,071	190 0,087	323 0,101	537 0,115	1022 0,136	2310 0,168	3639 0,188	6300 0,216
7,0	37,8 0,069	94,1 0,077	207 0,095	352 0,109	584 0,125	1111 0,148	2509 0,182	3950 0,204	6855 0,235
7,5	38,8 0,071	97,8 0,080	215 0,099	365 0,114	607 0,130	1153 0,153	2603 0,189	4098 0,212	7089 0,243
8,0	39,0 0,073	101 0,083	223 0,102	378 0,118	628 0,135	1194 0,159	2694 0,196	4240 0,219	7335 0,252
8,5	40,5 0,074	105 0,086	230 0,106	391 0,122	649 0,139	1233 0,164	2782 0,202	4379 0,260	7573 0,260
9,0	41,6 0,076	108 0,088	238 0,109	403 0,126	670 0,143	1271 0,169	2868 0,208	4513 0,234	7804 0,268
9,5	42,1 0,077	112 0,091	245 0,112	415 0,129	689 0,148	1309 0,174	2951 0,214	4644 0,240	8029 0,276
10,0	42,7 0,078	115 0,094	252 0,116	427 0,133	709 0,152	1345 0,179	3033 0,220	4771 0,247	8248 0,283
11,0	44,3 0,081	121 0,099	265 0,122	449 0,140	745 0,159	1413 0,188	3185 0,231	5011 0,259	8661 0,297
12,0	45,9 0,084	127 0,103	278 0,127	470 0,146	780 0,167	1480 0,197	3335 0,242	5246 0,271	9065 0,311
14,0	48,1 0,088	138 0,113	302 0,139	511 0,159	848 0,182	1607 0,214	3618 0,263	5689 0,294	10187 0,350
16,0	48,8 0,090	148 0,121	325 0,149	549 0,171	910 0,195	1725 0,230	3882 0,282	6101 0,316	10536 0,362
18,0	52,0 0,096	158 0,129	346 0,159	585 0,182	969 0,208	1836 0,244	4129 0,300	6489 0,336	11202 0,384
20,0	55,2 0,101	168 0,137	366 0,168	619 0,193	1025 0,219	1941 0,258	4364 0,317	6855 0,355	11832 0,406
22,0	58,0 0,106	176 0,144	385 0,177	650 0,202	1077 0,231	2038 0,271	4582 0,333	7197 0,372	12421 0,426

Продолжение прил. 1

Потери давления на трение на 1 м, Па	Количество проходящей воды (верхняя строка), кг/ч, и скорость движения воды (нижняя строка), м/с, по трубам стальным электросварным прямошовным (ГОСТ 10704–76*) условным проходом, мм								
	15	20	25	32	40	50	65	80	100
24,0	60,9 0,112	185 0,151	403 0,185	681 0,212	1128 0,241	2134 0,284	4795 0,348	7531 0,390	12995 0,446
26,0	63,6 0,117	193 0,157	421 0,193	711 0,221	1176 0,252	2226 0,296	5000 0,363	7851 0,406	13545 0,465
28,0	66,2 0,122	201 0,164	438 0,201	739 0,230	1224 0,262	2314 0,308	5197 0,377	8160 0,422	14075 0,483
30,0	68,8 0,126	208 0,170	454 0,209	767 0,239	1269 0,272	2399 0,319	5387 0,391	8457 0,438	14586 0,501
32,0	71,3 0,131	216 0,176	470 0,216	794 0,247	1313 0,281	2482 0,330	5571 0,405	8744 0,452	15080 0,518
34,0	73,7 0,135	223 0,182	486 0,223	819 0,255	1355 0,290	2562 0,341	5749 0,417	9023 0,467	15559 0,534
36,0	76,0 0,140	230 0,187	500 0,230	844 0,263	1396 0,299	2639 0,351	5922 0,430	9294 0,481	16024 0,550
38,0	78,3 0,144	236 0,193	515 0,236	869 0,236	1437 0,308	2715 0,361	6090 0,442	9557 0,495	16476 0,566
40,0	80,5 0,148	243 0,198	529 0,243	893 0,278	1476 0,316	2788 0,371	6254 0,454	9814 0,508	16917 0,581
45,0	85,5 0,157	258 0,211	562 0,258	948 0,295	1567 0,336	2960 0,394	6639 0,482	10417 0,539	17956 0,616
50,0	44,4 0,137	273 0,223	594 0,273	1002 0,312	1656 0,355	3127 0,416	7011 0,509	11000 0,569	18956 0,651
55,0	95,4 0,175	287 0,234	625 0,287	1053 0,328	1740 0,373	3286 0,437	7365 0,535	11553 0,598	19907 0,683
60,0	99,9 0,184	300 0,246	654 0,300	1102 0,343	1821 0,390	3438 0,458	7703 0,559	120820 0,625	20816 0,714
65,0	104 0,192	314 0,256	682 0,313	1149 0,358	1899 0,407	3583 0,477	8028 0,583	12590 0,651	21687 0,744
75,0	112 0,701	338 0,276	735 0,338	1239 0,386	2045 0,438	3859 0,514	8641 0,628	13549 0,701	23335 0,801
80,0	57,4 0,214	350 0,286	760 0,349	1281 0,399	2115 0,453	3989 0,531	8933 0,649	14005 0,725	24111 0,949

Продолжение прил. 1

Потери давления на трение на 1 м, Па	Количество проходящей воды (верхняя строка), кг/ч, и скорость движения воды (нижняя строка), м/с, по трубам стальным электросварным прямошовным (ГОСТ 10704–76*) условным проходом, мм								
	15	20	25	32	40	50	65	80	100
85,0	120 0,221	361 0,295	785 0,361	1322 0,412	2182 0,467	4116 0,548	9215 0,669	14446 0,748	24876 0,854
90,0	124 0,228	373 0,304	809 0,371	1362 0,424	2248 0,481	4239 0,564	9490 0,689	14875 0,770	25613 0,879
95,0	127 0,235	383 0,313	832 0,382	1401 0,436	2312 0,495	4359 0,580	9756 0,708	15292 0,791	26329 0,904
100	131 0,241	394 0,321	855 0,392	1439 0,448	2374 0,508	4476 0,596	10015 0,727	15698 0,813	27026 0,928
110	137 0,253	413 0,338	897 0,412	1510 0,470	2492 0,534	4697 0,625	10511 0,763	16473 0,852	28359 0,973
120	144 0,265	433 0,353	939 0,431	1580 0,492	2606 0,558	4912 0,654	10989 0,798	17222 0,891	29645 1,018
130	150 0,277	451 0,368	979 0,449	1647 0,513	2716 0,582	5118 0,681	11449 0,832	17940 0,928	30878 1,060
140	156 0,288	469 0,383	1017 0,467	1711 0,533	2822 0,604	5317 0,708	11890 0,863	18631 0,863	32065 1,101
150	162 0,298	486 0,397	1054 0,484	1773 0,552	2924 0,626	5508 0,733	12317 0,894	19298 0,999	33209 1,140
160	168 0,309	503 0,411	1090 0,500	1833 0,571	3022 0,647	5693 0,758	12729 0,924	19942 1,032	24317 1,178
170	173 0,319	519 0,424	1125 0,516	1891 0,589	3118 0,668	5873 0,782	13129 0,953	20567 1,064	35957 1,234
180	178 0,328	534 0,436	1158 0,532	1948 0,606	3211 0,688	6047 0,805	13517 0,982	21174 1,096	36999 1,270
190	183 0,338	550 0,449	1191 0,547	2002 0,624	3301 0,707	6216 0,827	13894 1,009	21764 1,126	38013 1,305
200	188 0,347	564 0,461	1223 0,561	2056 0,640	3389 0,726	6381 0,849	14261 1,036	22339 1,156	39001 1,339
220	198 0,364	592 0,484	1283 0,589	2158 0,672	3556 0,762	6696 0,891	14964 0,087	23821 1,233	40904 1,404
240	207 0,381	620 0,506	1342 0,616	2256 0,703	3718 0,796	7000 0,932	15641 1,136	24880 1,287	42723 1,466

Окончание прил. 1

Потери давления на трение на 1 м, Па	Количество проходящей воды (верхняя строка), кг/ч, и скорость движения воды (нижняя строка), м/с, по трубам стальным электросварным прямошовным (ГОСТ 10704–76*) условным проходом, мм								
	15	20	25	32	40	50	65	80	100
260	216 0,398	646 0,528	1399 0,642	2351 0,732	3874 0,830	7292 0,971	16291 1,183	25896 1,340	44468 1,526
280	225 0,413	672 0,548	1453 0,667	2442 0,760	4023 0,862	7573 1,008	17187 1,248	26874 1,391	46147 1,584
300	233 0,428	696 0,568	1505 0,691	2530 0,787	4168 0,892	7843 1,044	17791 1,292	27817 1,439	47766 1,640
320	241 0,443	719 0,587	1556 0,714	2615 0,814	4307 0,922	8105 1,079	18374 1,334	28730 1,487	49333 1,693
340	249 0,457	742 0,606	1605 0,737	2697 0,840	4443 0,951	8359 1,113	18940 1,375	29614 1,532	50851 1,745
360	256 0,471	764 0,624	1653 0,759	2777 0,865	4574 0,979	8606 1,145	19489 1,415	30472 1,577	52325 1,796
380	263 0,484	786 0,642	1699 0,780	2855 0,889	4702 1,177	8845 1,177	20023 1,454	31307 1,620	53759 1,845
400	270 0,497	807 0,659	1744 0,801	2930 0,912	4826 1,033	9226 1,228	20543 1,192	32121 1,662	55156 1,893
450	287 0,528	1851 0,850	3109 0,968	5121 1,097	9785 1,302	21789 1,582	34069 1,863	58502 2,008	102220 2,008
500	303 0,557	904 0,738	1954 0,897	3281 1,022	5403 1,157	10315 1,373	22968 1,668	35912 1,858	61666 2,117
550	318 0,585	949 0,775	2051 0,942	3445 1,073	5765 1,234	10818 1,440	24089 1,749	37665 1,949	64676 2,220
600	333 0,612	992 0,810	2144 0,985	3601 1,121	6021 1,289	11299 1,504	25160 1,827	39340 2,036	67552 2,319
650	347 0,638	1034 0,844	2234 1,026	3750 1,168	6267 1,342	11761 1,565	26187 1,902	40946 2,119	70310 2,413
700	361 0,663	1074 0,877	2319 1,065	3958 1,232	6504 1,393	12204 1,624	27176 1,973	42492 2,199	72964 2,504
750	374 0,687	1112 0,908	2402 1,103	4097 1,276	6734 1,441	12633 1,681	28130 2,043	43983 2,276	75525 2,592
800	386 0,71	1150 0,939	2483 1,14	4231 1,317	6953 1,489	13047 1,737	29052 2,11	45426 2,351	78002 2,677

**Коэффициент местных сопротивлений ξ
для стальных трубопроводов**

Местное сопротивление	Коэффициент ξ при условном диаметре,					
	15	20	25	32	40	50 и более
Тройники: проходные поворотные на ответвление на противотоке	1 1,5 3	1 1,5 3	1 1,5 3	1 1,5 3	1 1,5 3	1 1,5 3
Крестовины: проходные поворотные	2 3	2 3	2 3	2 3	2 3	2 3
Вентили: обыкновенные прямоточные запорный муфтовый	16 3 15,9	10 3 10,5	9 3 9,3	9 2,5 8,6	8 2,5 7,6	7 2 6,9
Задвижки параллельные	—	—	0,5	0,5	0,5	0,5
Отвод гнутый под углом 90° под углом 45°	0,8 0,8	0,6 0,7	0,5 0,6	0,5 0,6	0,4 0,6	0,3 0,6
Кран регулирующий трехходовой: при проходе на повороте	3,5 4,5	3 3	— —	— —	— —	— —
Кран регулирующий проходной	3,5	3	—	—	—	—
Кран двойной регулировки	4	2	2	2	—	—
Проточный воздухосборник	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Радиатор чугунный	1,3	1,4	1,5	—	—	—
Стальные панельные радиаторы: РСВ РСГ	0,6 1,2	2,0 4,1	5,3 11,0	— —	— —	— —
Конвекторы: «Ритм» «Комфорт–20» «Аккорд»	0,94 1,6 1,2	3,2 5,4 4,0	8,5 14,4 10,7	— — —	— — —	— — —

**Потери давления на местные сопротивления
для расчетов трубопроводов водяного отопления**

ν	Z'	ν	Z'	ν	Z'	ν	Z'	ν	Z'
0,010	0,05	0,185	16,8	0,360	63,3	0,57	159	1,40	958
0,015	0,11	0,190	17,6	0,365	65,1	0,58	164	1,45	1028
0,020	0,19	0,195	18,6	0,370	66,9	0,59	170	1,50	1100
0,025	0,30	0,20	19,6	0,375	68,7	0,60	176	1,55	1174
0,030	0,44	0,205	20,5	0,380	70,6	0,61	182	1,60	1251
0,035	0,60	0,210	21,6	0,385	72,5	0,62	188	1,65	1331
0,040	0,78	0,215	22,6	0,390	74,3	0,63	194	1,70	1413
0,045	0,99	0,220	23,7	0,395	76,3	0,64	200	1,75	1497
0,050	1,22	0,225	24,7	0,40	78,2	0,65	206	1,80	1583
0,055	1,48	0,230	25,9	0,405	80,1	0,66	213	1,85	1673
0,060	1,76	0,235	27,0	0,410	82,2	0,67	219	1,90	1764
0,065	2,06	0,240	28,1	0,415	84,2	0,68	226	1,95	1859
0,070	2,39	0,245	29,3	0,420	86,2	0,69	233	2,00	1955
0,075	2,75	0,250	30,5	0,425	88,3	0,70	239	2,05	2054
0,080	3,13	0,255	31,8	0,430	90,4	0,71	246	2,10	2156
0,085	3,53	0,260	33,0	0,435	92,5	0,72	253	2,15	2260
0,090	3,96	0,265	34,3	0,440	94,6	0,73	260	2,20	2366
0,095	4,41	0,270	35,6	0,445	96,8	0,74	268	2,25	2475
0,10	4,89	0,275	37,0	0,450	99,0	0,75	275	2,30	2586
0,105	5,39	0,280	38,3	0,455	101	0,76	282	2,35	2700
0,110	5,91	0,285	39,7	0,460	103	0,77	290	2,40	2816
0,115	6,46	0,290	41,1	0,465	105	0,78	297	2,45	2934
0,120	7,04	0,295	42,5	0,470	107	0,79	305	2,50	3055
0,125	7,64	0,300	44,0	0,475	110	0,80	313	2,55	3179
0,130	8,26	0,305	45,5	0,480	112	0,85	353	2,60	3305
0,135	8,91	0,310	47,0	0,485	115	0,90	396	2,65	3433
0,140	9,58	0,315	48,5	0,490	117	0,95	441	2,70	3564
0,145	10,3	0,320	50,0	0,495	120	1,00	489	2,75	3697
0,150	11,7	0,325	51,6	0,500	122	1,05	539	2,80	3833
0,155	11,7	0,330	53,2	0,51	127	1,10	592	2,85	3971
0,160	12,5	0,335	54,9	0,52	132	1,15	646	2,90	4111
0,165	13,3	0,340	56,5	0,53	137	1,20	704	2,95	4254
0,170	14,1	0,345	58,2	0,54	142	1,25	764	3,00	4399
0,175	15,0	0,350	59,9	0,55	148	1,30	826		
0,180	15,7	0,355	61,6	0,56	153	1,35	891		

Примечание. Величина Z определяется по формуле $Z = Z' \Sigma \xi$, Па; ν – скорость движения теплоносителя, м/с.

**Теплоотдача открыто проложенных стальных трубопроводов
(вертикальных – верхняя, горизонтальных – нижняя строка)**

$t_{\Gamma} - t_{\text{в}},$ °C	$d, \text{ мм}$	Теплоотдача 1 м трубы, Вт/м ² , при $t_{\Gamma} - t_{\text{в}},$ °C, через 1 °C									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
40	15	28	30	30	31	32	34	34	35	36	37
		38	39	41	42	43	44	44	46	47	49
	20	36	37	38	39	41	42	43	44	45	46
		46	47	50	52	53	55	57	58	59	60
	25	44	46	47	49	51	52	53	55	56	58
		57	59	63	65	66	68	71	72	74	75
	32	56	58	60	61	64	65	67	68	71	73
		74	77	79	81	84	86	89	92	94	96
	40	64	66	68	70	72	74	77	78	80	82
		77	79	80	84	86	88	89	92	94	97
	50	79	82	85	87	88	93	95	97	100	103
		93	95	99	101	105	107	110	113	115	118
50	15	38	38	39	41	41	43	44	44	45	46
		50	51	52	53	56	57	58	59	60	61
	20	47	49	50	51	52	53	54	56	57	58
		60	61	64	65	66	68	70	71	73	74
	25	59	60	62	64	65	67	68	70	71	73
		73	74	76	79	80	82	85	86	88	91
	32	74	76	78	80	82	84	86	88	91	92
		91	92	94	96	99	101	103	106	108	112
	40	85	86	88	91	93	96	97	99	101	103
		100	102	106	108	110	113	116	118	121	124
	50	106	108	111	114	117	120	123	125	128	131
		122	125	129	132	135	138	141	144	148	151
60	15	47	49	50	51	52	53	55	55	56	57
		63	65	66	67	69	70	71	73	74	75
	20	59	61	63	64	65	66	67	68	70	72
		77	79	80	81	83	85	86	88	89	92
	25	74	76	78	79	81	83	85	86	88	89
		92	94	96	98	100	102	104	106	108	110

$t_{\Gamma} - t_{\text{в}},$ °C	$d, \text{ мм}$	Теплоотдача 1 м трубы, Вт/м ² , при $t_{\Gamma} - t_{\text{в}},$ °C, через 1 °C									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
60	32	94	96	98	100	102	105	106	108	110	113
		114	115	118	121	123	125	128	130	132	135
	40	107	109	111	114	116	119	121	123	125	128
		127	129	132	135	137	141	143	145	149	151
	50	134	137	141	143	146	149	152	156	158	162
		155	157	160	164	167	171	174	177	182	185
70	15	59	60	61	63	64	65	66	67	68	70
		77	79	80	81	82	84	86	87	89	91
	20	74	75	77	78	80	81	83	84	86	87
		93	95	96	97	100	102	103	105	107	108
	25	93	94	96	97	100	101	103	107	107	109
		113	114	116	118	121	123	125	128	128	131
	32	117	119	121	123	125	128	130	133	135	137
		138	141	143	145	148	151	153	156	159	162
	40	132	135	137	140	143	145	148	151	152	154
		155	157	160	163	166	168	172	174	178	180
	50	165	167	171	174	178	180	185	187	191	194
		187	191	194	198	202	205	208	213	215	218
80	15	71	72	73	74	75	77	78	79	81	81
		92	93	94	96	98	100	101	101	102	105
	20	88	89	92	93	94	96	98	99	101	102
		109	111	114	115	117	120	121	123	125	127
	25	110	113	114	116	119	120	122	124	125	128
		134	136	138	141	143	145	146	149	151	153
	32	139	142	144	146	149	151	153	156	158	160
		164	166	170	172	174	178	180	182	184	186
	40	158	160	165	166	169	173	174	177	180	182
		184	186	189	192	195	198	201	204	208	210
	50	196	200	203	207	210	214	217	221	224	228
		223	227	230	235	238	242	246	250	253	257

Техническая характеристика отопительных приборов

Обозначение прибора	Площадь нагревательной поверхности f_c , м ²	Номинальный тепловой поток Q_{np} , Вт	Строительные размеры, мм				Масса, кг
			l	l_1	l_2	l_3	
Радиаторы чугунные секционные (ГОСТ 31311–2005)							
МС-140-108	0,244	185	500	558	140	108	7,62
МС-140-98	0,240	174	500	558	140	98	7,4
М-90	0,2	140	500	582	90	96	6,15
МС-90-108	0,187	150	500	588	90	108	6,15
Радиаторы алюминиевые							
«ELEGANCE»	0,413	190	500	577	85	80	1,5
«СИАЛКО»	0,188	112	500	530	93	30	0,925
«Термал»	0,413	167	500	531	92	67	1,83
Конвекторы настенные с кожухом «Универсал-С» (ГОСТ 31311–2005)							
КН20-1,593к	4,61	1593	850	728	865	650	20,21
КН20-1,716к	4,97	1716	900	778	915	700	23,4
КН20-1,838к	5,325	1838	950	828	965	750	24,73
КН20-1,961к	5,68	1961	1000	878	1015	800	26,16
КН20-2,063к	6,035	2063	1050	928	1065	850	27,47
КН20-2,206к	6,39	2206	1100	978	1115	900	29,16
КН20-2,348к	6,745	2328	1150	1028	1165	950	30,46
КН20-2,451к	7,1	2451	1200	1078	1215	1000	31,91
Конвекторы настенные с кожухом «Комфорт-20» (ГОСТ 31311–2005)							
КН20-0,372к	0,81	372	340	200	300	140	5,6
КН20-0,515к	1,12	515	440	300	400	240	7,15
КН20-0,655к	1,42	655	540	400	500	340	8,68
КН20-0,820к	1,775	820	640	500	600	440	10,24
КН20-0,985к	2,13	985	740	600	700	540	11,75
КН20-1,150к	2,485	1150	840	700	800	640	13,32
КН20-1,315к	2,84	1315	940	800	900	740	14,87
КН20-1,475к	3,195	1475	1040	900	1000	840	16,39
КН20-1,640к	3,55	1640	1140	1000	1100	940	17,94
КН20-1,805к	3,905	1805	1240	1100	1200	1040	19,51
КН20-1,970к	4,26	1970	1340	1200	1300	1140	21,02

Приложение 6

Размеры каналов из кирпича

Размер, мм	Площадь поперечного сечения, м ²	Размер, мм	Площадь поперечного сечения, м ²	Размер, мм	Площадь поперечного сечения, м ²
140×140	0,02	400×400	0,16	530×650	0,35
140×270	0,038	400×530	0,21	530×790	0,42
270×270	0,073	400×650	0,26	530×1060	0,56
270×400	0,111	400×790	0,32	650×650	0,43
270×530	0,143	530×530	0,28	650×790	0,52

Приложение 7

**Площадь живого сечения каналов
из шлакогипсовых и шлакобетонных плит, м²**

B, мм	A, мм					
	150	250	350	450	550	650
220	0,033	0,055	0,077	0,096	0,121	0,143
320	0,048	0,08	0,112	0,144	0,176	0,208
420	0,063	0,105	0,147	0,189	0,231	0,273
520	0,078	0,13	0,182	0,234	0,286	0,338
620	0,093	0,155	0,217	0,279	0,341	0,402
720	0,108	0,18	0,257	0,324	0,396	0,467
820	0,123	0,205	0,297	0,37	0,45	0,532
920	0,138	0,23	0,322	0,415	0,505	0,6

Приложение 8

**Нормируемые размеры круглых воздуховодов
из листовой стали**

d, мм	Площадь поперечного сечения, м ²	d, мм	Площадь поперечного сечения, м ²
100	0,0079	630	0,312
125	0,0123	710	0,396
160	0,02	800	0,501
200	0,0314	900	0,635
250	0,0049	1000	0,785
315	0,0615	1120	0,985
355	0,099	1250	1,23
400	0,126	1400	1,54
450	0,159	1600	2,01
500	0,96	1800	2,54
560	0,246	2000	3,14

Приложение 9

**Нормируемые размеры прямоугольных воздуховодов
из листовой стали**

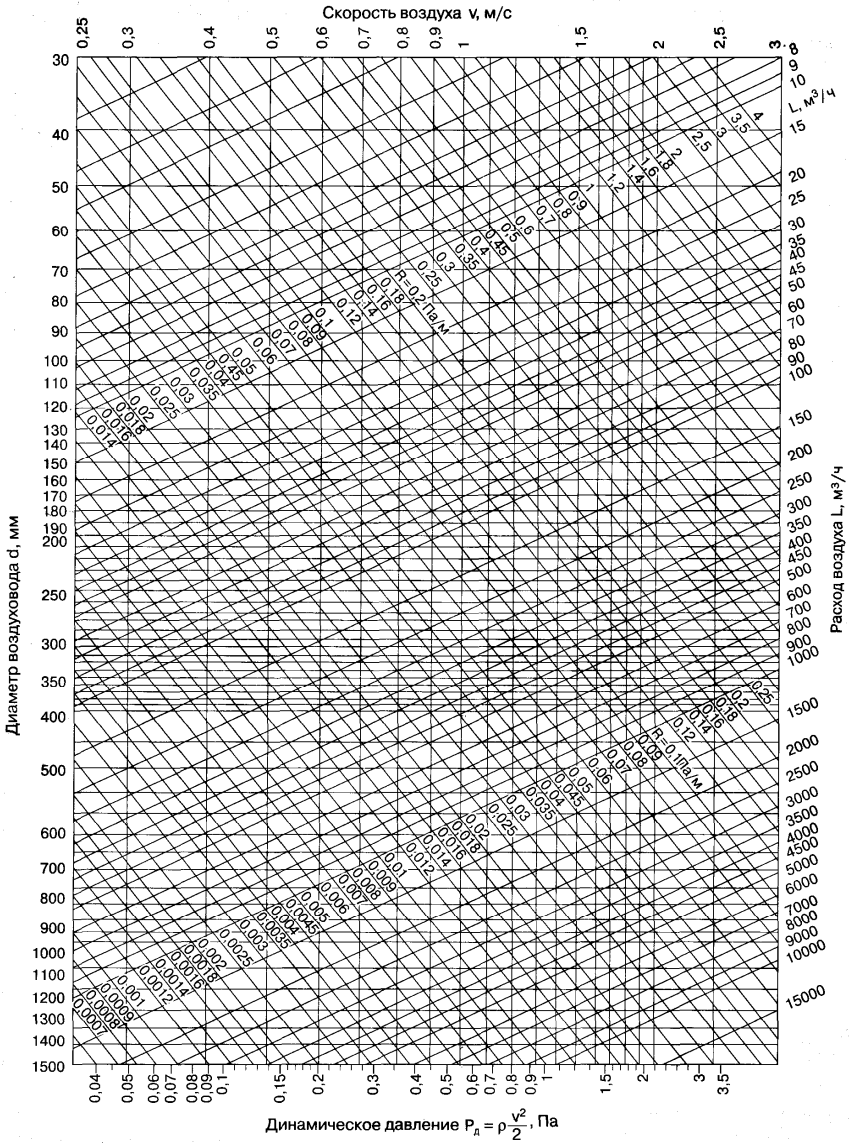
Внутренний размер, мм	Площадь попереч- ного сечения, м ²	Внутренний размер, мм	Площадь попереч- ного сечения, м ²
100×150	0,015	600×600	0,36
150×150	0,0225	600×800	0,48
150×250	0,0375	600×1000	0,6
150×300	0,045	600×1250	0,75
250×250	0,0625	800×800	0,64
250×300	0,075	800×1000	0,8
250×400	0,1	800×1200	0,96
250×500	0,125	800×1600	1,28
400×400	0,16	1000×1000	1,0
400×500	0,2	1000×1250	1,25
400×600	0,24	1000×1600	1,6
400×800	0,32	1000×2000	2,9
500×500	0,25	1250×1250	1,56
500×600	0,3	1250×1600	2,0
500×800	0,4	1250×2000	2,5
500×1000	0,5	1600×2000	3,2

Приложение 10

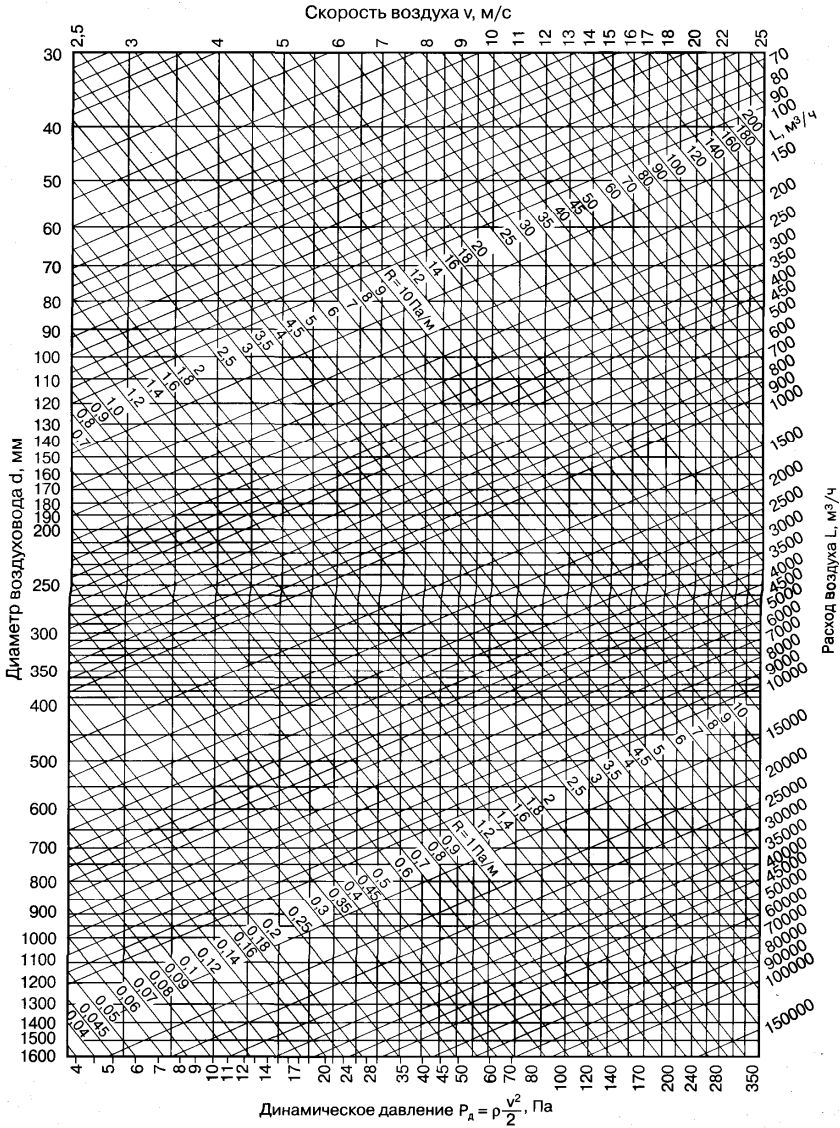
**Абсолютная эквивалентная шероховатость материалов,
применяемых для изготовления воздуховодов**

Материал	k_s , мм	Материал	k_s , мм
Листовая сталь	0,1	Шлакобетонные плиты	1,5
Асбестоцементные плиты или трубы	0,11	Кирпич	4
Фанера	0,12	Штукатурка (по сетке)	10
Шлакоалебастровые плиты	1		

**Номограмма для определения потерь давления на трение
в круглых воздуховодах естественной вентиляции**



Номограмма для определения потерь давления на трение в круглых воздуховодах механической вентиляции

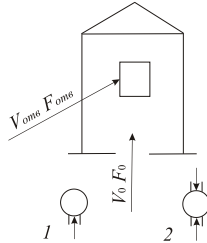


Коэффициент шероховатости поверхности канала

Скорость движения воздуха, м/с	Материал воздуховода			
	шлакогипс	шлакобетон	кирпич	штукатурка по сетке
0,2	1,04	1,06	1,15	1,31
0,4	1,08	1,11	1,25	1,48
0,6	1,11	1,16	1,33	1,6
0,8	1,13	1,19	1,4	1,69
1	1,16	1,23	1,46	1,77
1,2	1,18	1,25	1,5	1,84
1,4	1,2	1,28	1,55	1,95
1,6	1,22	1,31	1,58	1,95
2	1,25	1,35	1,65	2,04
3	1,32	1,43	1,77	2,2
4	1,37	1,49	1,86	2,32
5	1,41	1,54	1,93	2,41
6	1,44	1,58	1,98	2,48
7	1,47	1,61	2,03	2,54
8	1,49	1,64	2,06	2,58
9	1,51	1,66	2,1	2,62
10	1,53	1,68	2,12	2,66
11	1,54	1,7	2,15	2,69
12	1,56	1,71	2,17	2,72

Значения коэффициентов местных сопротивлений

Значения ξ первого бокового отверстия



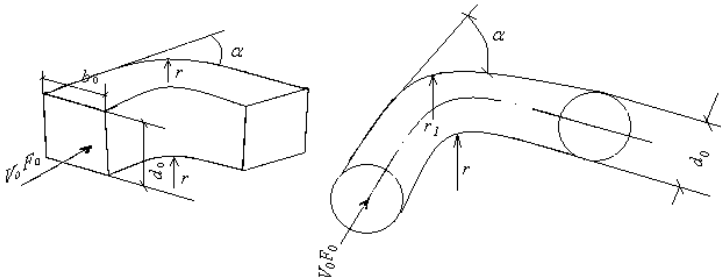
1. Одно отверстие

$F_{отв}/F_0$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ξ_0	64,5	30	14,9	9	6,27	4,54	3,54	2,7	2,28

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
ξ_0	17	12	8,75	6,85	5,5	4,54	3,84	2,01	1,1

Значения ξ колена с закругленными кромками
квадратного и круглого сечений



α°	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
----------------	---	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----

При $r/d_{30} = 0,05$

ξ_0	0	0,27	0,39	0,52	0,68	0,79	0,87	0,98	1,05	1,11	1,22
---------	---	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

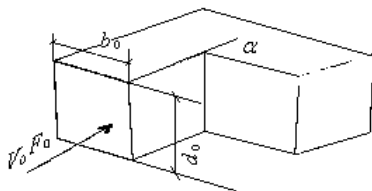
При $r/d_{30} = 0,1$

ξ_0	0	0,22	0,32	0,42	0,55	0,63	0,7	0,79	0,84	0,9	0,98
---------	---	------	------	------	------	------	-----	------	------	-----	------

При $r/d_{30} = 0,2$

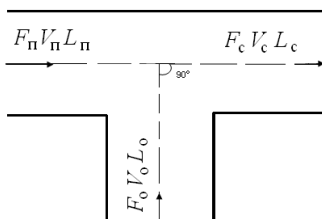
ξ_0	0	0,14	0,2	0,26	0,34	0,4	0,44	0,5	0,53	0,56	0,62
---------	---	------	-----	------	------	-----	------	-----	------	------	------

Значения ξ колена с острыми кромками
квадратного и круглого сечений

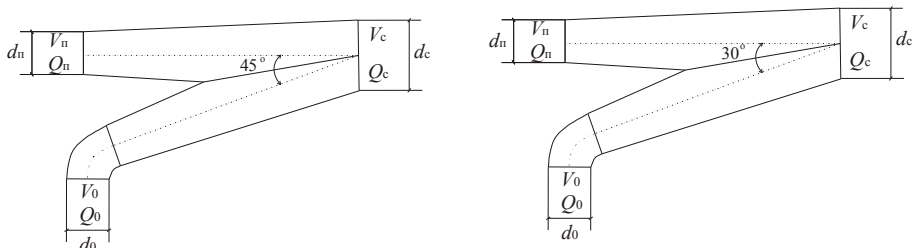


α°	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ξ_0	0	0,13	0,16	0,32	0,56	0,81	1,2	1,9	2,6	3,2	3,6

Значения ξ_0 и ξ_{Π} тройника прямого 90° вытяжного
прямоугольного сечения $F_{\Pi}=F_c$



F_0/F_{Π}	Значения ξ_0 (в числителе) и ξ_{Π} (в знаменателе) 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	$\frac{0,3}{0,2}$	$\frac{0,9}{0,5}$	$\frac{1}{0,9}$	$\frac{1}{1,5}$	$\frac{1}{2,5}$	$\frac{1}{4,4}$	$\frac{1}{8,4}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{82}$	$\frac{1}{\infty}$
0,2	$\frac{-1,7}{0,2}$	$\frac{0,6}{0,4}$	$\frac{1}{0,8}$	$\frac{1}{1,3}$	$\frac{1}{2,1}$	$\frac{1}{3,7}$	$\frac{1}{7,1}$	$\frac{1}{16,7}$	$\frac{1}{69}$	$\frac{1}{\infty}$
0,4	$\frac{-2,4}{0,2}$	$\frac{-0,6}{0,4}$	$\frac{0,7}{0,6}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{1,1}{1,6}$	$\frac{1,1}{2,8}$	$\frac{1,1}{5,2}$	$\frac{1,1}{12,3}$	$\frac{1,1}{51}$	$\frac{1,1}{\infty}$
0,6	$\frac{-2,1}{0,2}$	$\frac{-2,7}{0,4}$	$\frac{0,1}{0,6}$	$\frac{0,9}{0,8}$	$\frac{1,1}{1,3}$	$\frac{1}{2,2}$	$\frac{1,2}{4,1}$	$\frac{1,2}{9,5}$	$\frac{1,2}{39}$	$\frac{1,2}{\infty}$
0,8	$\frac{-3,7}{0,8}$	$\frac{-5,5}{0,4}$	$\frac{-0,7}{0,5}$	$\frac{0,6}{0,7}$	$\frac{1,1}{1,1}$	$\frac{1,2}{1,8}$	$\frac{1,3}{3,3}$	$\frac{1,3}{7,6}$	$\frac{1,2}{31}$	$\frac{1,2}{\infty}$
1	$\frac{-5,0}{0,3}$	$\frac{-8,8}{0,4}$	$\frac{-1,7}{0,5}$	$\frac{0,3}{0,7}$	$\frac{1,1}{1}$	$\frac{1,3}{1,6}$	$\frac{1,3}{2,8}$	$\frac{1,3}{6,3}$	$\frac{1,3}{2,5}$	$\frac{1,3}{\infty}$

Значения ξ при слиянии и разделении потока

Отношение d_0 и d_c	Значения ξ_0 в ответвлении (верхняя строка) и значения ξ_n в проходе (нижняя строка) при $Q_n < Q_c$																				
	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,05	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,7	0,6	0,5	0,4
	$d_n=d_c$						$d_n<d_c$ на К						$d_n<d_c$ на 2К				$d_n<d_c$ на 3К				
Тройник вытяжной прямой 30° круглого сечения																					
$d_0<d_c$ на К	-0,2 0,3	-1 0,4	-3,7 0,3				-0,1 0,1	-0,5 0,3	-1,5 0,3	-4,8 0,3											
$d_0<d_c$ на 2К	0,3 0,3	0 0,3	-1,3 0,3	-7,4 0,3			0,4 0	0,2 0,2	-0,3 0,3	-1,8 0,3	-9,5 0,3	0,4 -0,9	0,3 -0,1	0 0,2	-0,6 0,3	-2,5 0,3					
$d_0<d_c$ на 3К	0,8 0,1	0,6 0,3	0 0,3	-3 0,3			0,8 -0,2	0,7 0,1	0,5 0,3	-0,3 0,3	-3,9 0,3	0,8 -1,2	0,8 -0,3	0,7 0,1	0,4 0,3	-0,6 -1,2	0,7 -0,3	0,7 -0,3	0,5 0,1	0,2 0,3	
$d_0<d_c$ на 4К	1 -0,1	1 0,2	0,7 0,2	-0,9 0,3	-21,4 0,2		1 -0,6	1 0	0,9 0,2	0,5 0,2	-1,4 0,3		1 -0,5	1 0	0,8 0,2	0,3 -1,5	1 -0,5	0,9 -0,5	0,9 0	0,7 0,3	
$d_0<d_c$ на 5К	1,1 -0,4	1 0	0,9 0,2	0,1 0,2	-10,2 0,2		1,1 -1	1 -0,2	1 0,1	0,8 0,2	-0,2 0,2	-13,1 0,2	1 -0,7	1 -0,2	0,9 0,1	0,6 0,2					
$d_0<d_c$ на 6К	1,1 -1,1	1 -0,2	0,9 0,1	0,5 0,2	-4,3 0,2			1 -0,5	1 -0,1	0,9 0,1	0,4 0,2	-5,6 0,2		1 -0,4	0,9 0	0,8 0,1					
$d_0<d_c$ на 7К		1,1 -0,6	1 -0,1	0,7 0,1	-1,8 0,1				1 -0,3	0,9 0	0,6 0,1	-2,4 0,2									
$d_0<d_c$ на 8К			1,1 -0,4	0,9 -0,1	-0,5 0,1	-14,7 0,1			1,1 -0,6	1 -0,2	0,8 0	-0,9 0,1									
$d_0<d_c$ на 9К			1,4 -1	1,1 -0,3	0,3 -0,1	-5,9 0				1,2 -0,4	1 0,1	0 0									
$d_0<d_c$ на 10К				1,4 -0,8	0,7 -0,3	-2,3 -0,2															
Тройник вытяжной прямой 45° круглого сечения																					
$d_0<d_c$ на К	0,2 0,3	-0,6 0,4	-3,2 0,3				0,4 0,3	0 0,4	-1,1 0,4	-4,3 0,4											
$d_0<d_c$ на 2К	0,5 0,3	0,1 0,3	-1,2 0,3	-7,3 0,3			0,5 0,2	0,3 0,3	-0,1 0,4	-1,7 0,4	-9,3 0,3	0,5 -0,1	0,4 0,3	0,2 0,4	-0,5 0,5	-2,4 0,4					
$d_0<d_c$ на 3К	0,5 0,1	0,4 0,3	-0,2 0,3	-3,2 0,3			0,5 -0,1	0,5 0,2	0,3 0,3	-0,5 0,3	-4,2 0,3	0,5 -0,5	0,5 0,1	0,4 0,4	0,1 0,4	-0,9 -0,1	0,5 -0,1	0,4 0,3	0,3 0,5	-0,1 0,6	
$d_0<d_c$ на 4К	0,6 -0,1	0,5 0,2	0,2 0,2	-1,3 0,3	-21,9 0,2		0,6 -0,4	0,6 0,1	0,5 0,3	0,1 0,3	-1,8 0,3		0,5 -0,1	0,5 0,2	0,4 0,4	-0,2 -0,4	0,5 -0,4	0,5 0,1	0,5 0,4	0,2 0,3	

Значения ξ диафрагм для воздуховодов прямоугольного сечения

ξ	Размеры отверстия диафрагмы, мм, при сечении прямоугольного воздуховода, мм													
	100×150	150×150	150×250	250×250	250×300	250×400	250×500	400×400	400×500	400×600	400×800	500×500	500×600	500×800
0,2	93×143	141×141	138×238	235×235	233×283	281×381	229×479	375×375	373×473	370×570	367×767	469×469	466×566	462×762
0,3	89×139	137×137	133×233	228×228	226×276	223×373	221×471	364×364	361×461	357×557	353×753	465×455	452×552	445×745
0,4	87×137	134×134	130×230	224×224	221×271	218×368	215×465	358×358	353×453	349×549	344×744	447×447	442×542	435×735
0,5	86×136	133×133	128×228	221×221	218×268	214×364	211×461	353×353	348×448	344×544	338×738	442×442	436×536	428×728
0,6	84×134	130×130	125×225	217×217	214×264	209×359	206×456	346×346	341×441	336×536	329×729	433×433	427×527	418×718
0,7	83×133	128×128	123×223	214×214	210×260	205×355	202×452	342×342	335×435	330×530	323×723	427×427	421×521	411×711
0,8	82×132	127×127	122×222	212×212	209×259	204×354	200×450	340×340	333×433	328×528	320×720	424×424	417×517	407×707
0,9	81×131	126×126	120×220	209×209	206×256	200×350	196×446	335×335	328×428	322×522	314×714	418×418	411×511	400×700
1	80×130	125×125	118×218	208×208	204×254	196×348	194×444	332×332	325×425	319×519	311×711	415×415	408×508	396×696
1,1	78×128	123×123	116×216	205×205	201×251	195×345	190×440	327×327	320×420	313×513	304×704	409×409	401×501	389×689
1,2	78×128	122×122	115×215	203×203	199×249	193×343	188×438	325×325	317×417	310×510	301×701	406×406	398×498	385×685
1,3	77×127	121×121	114×214	202×202	197×247	191×341	186×436	323×323	314×414	307×507	298×698	403×403	394×494	382×682
1,4	76×126	120×120	113×213	200×200	196×246	189×339	184×434	320×320	311×411	305×505	295×695	400×400	391×391	378×678
1,6	75×125	119×119	112×212	198×198	194×244	187×337	182×432	318×318	309×409	302×502	292×692	397×397	388×498	374×674
1,8	74×124	117×117	109×109	195×195	190×240	183×333	178×428	312×312	303×403	296×496	285×685	391×391	381×481	366×666
2	72×122	115×115	107×207	192×192	187×237	179×329	174×424	307×307	297×397	289×489	278×678	384×384	374×474	358×658
2,2	72×122	114×114	106×206	190×190	185×235	177×327	172×422	305×305	294×394	286×486	275×675	381×381	370×470	355×655
2,4	70×120	112×112	103×203	187×187	182×232	173×323	168×418	299×299	288×388	280×480	268×668	374×374	363×463	347×647
2,6	69×119	111×111	102×202	185×185	180×230	171×321	166×416	297×297	285×385	277×477	265×665	371×371	359×459	342×642
2,8	68×118	100×110	101×201	184×184	178×228	169×319	163×413	294×294	282×382	274×474	261×661	367×367	356×456	338×638
3	68×118	109×109	100×200	182×182	176×226	167×317	161×411	291×291	279×379	270×470	258×658	364×364	352×452	334×634

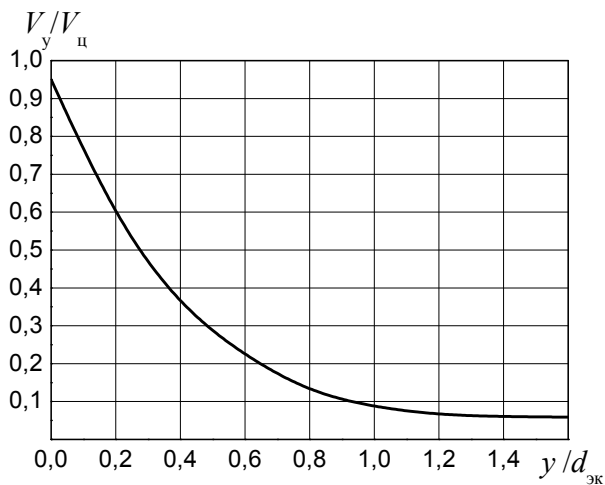
ξ	Размеры отверстия диафрагмы, мм, при сечении прямоугольного воздуховода, мм														
	100×150	150×150	150×250	250×250	250×300	250×400	250×500	400×400	400×500	400×600	400×800	500×500	500×600	500×800	
3,2	67×117	108×108	98×198	180×180	174×224	165×315	159×409	288×288	276×376	267×467	254×654	361×361	348×448	330×630	
3,4	66×116	108×108	98×198	179×179	173×223	164×314	158×408	287×287	275×375	266×466	253×653	359×359	346×446	328×628	
3,6	66×116	107×107	97×197	179×179	172×222	163×313	157×407	286×286	273×374	264×464	251×651	357×357	344×344	326×626	
3,8	65×115	106×106	95×195	176×176	169×219	160×310	153×403	281×281	269×369	259×459	245×645	352×352	339×439	320×620	
4	64×114	105×105	95×195	175×175	168×218	150×309	152×402	280×280	267×367	257×457	244×644	350×350	337×437	317×617	
4,5	63×113	103×103	92×192	171×171	164×214	154×304	148×398	273×274	261×361	250×450	237×637	343×343	329×429	309×609	
5	61×111	101×101	90×190	169×169	161×214	151×301	143×394	270×270	256×356	245×445	231×631	337×337	323×423	302×602	
5,5	60×110	100×100	88×188	166×166	158×208	148×298	141×391	265×265	251×351	240×440	225×625	332×332	317×417	296×596	
6	59×109	98×98	87×187	164×164	156×206	146×296	138×288	262×262	248×348	237×437	221×621	328×328	313×413	291×591	
7	57×107	96×96	84×184	160×160	152×202	141×291	134×384	256×256	241×341	229×429	214×614	320×320	304×504	282×582	
7,5	56×106	95×95	82×182	158×158	150×200	139×289	131×381	253×253	237×337	226×426	210×609	316×316	300×400	277×577	
8	55×105	93×93	80×180	155×155	147×197	135×285	128×378	248×248	232×332	220×420	204×604	310×310	294×394	270×570	
8,5	55×105	93×93	79×179	—	146×196	134×284	126×376	247×247	230×330	218×418	202×602	308×308	292×392	268×568	
9	54×104	91×91	78×178	152×152	143×193	132×282	124×374	243×243	227×327	214×414	198×598	304×304	287×387	263×563	
9,5	53×103	90×90	77×177	—	141×191	129×279	121×371	240×240	223×323	211×411	194×594	300×300	282×382	258×558	
10	52×102	89×89	76×176	149×149	140×190	128×278	120×370	238×238	221×321	209×409	192×592	298×298	280×380	256×556	
11	51×101	88×88	74×174	147×147	138×188	125×275	117×367	235×235	217×317	205×405	188×588	294×294	276×376	251×551	
12	50×100	86×86	72×172	144×144	134×184	122×271	114×364	230×230	212×312	199×399	182×582	287×287	269×369	243×543	
13	49×99	85×85	70×170	141×141	132×182	119×269	111×361	226×226	208×308	195×395	177×577	283×283	264×364	238×538	
14	48×98	84×84	70×170	140×140	131×181	118×268	110×360	225×225	206×306	193×393	175×575	281×281	261×361	235×535	
15	48×98	84×84	69×169	139×139	130×180	116×266	108×358	223×223	204×304	191×391	173×573	278×278	259×359	233×533	

Значения ξ диафрагм для воздуховодов круглого сечения

ξ	Диаметр отверстия диафрагмы, мм, при диаметре воздуховода, мм												
	100	125	160	200	250	315	355	400	450	500	560	630	800
0,3	91	110	146	182	228	287	324	365	410	456	511	574	729
0,5	88	110	141	176	220	278	313	353	397	441	494	555	705
0,7	86	107	137	172	215	270	305	343	386	429	481	541	687
0,9	84	105	134	168	210	264	298	336	378	420	470	529	671
1,1	82	103	132	165	206	260	292	329	370	411	461	518	658
1,4	80	100	128	160	201	253	285	321	361	401	449	505	642
1,6	89	99	126	158	198	249	281	316	356	395	443	498	632
1,8	78	97	125	156	195	246	277	312	351	390	436	491	624
2,0	77	96	123	154	192	242	273	308	346	385	431	485	616
2,2	76	95	122	152	190	239	270	304	342	380	426	479	608
2,4	75	94	120	150	188	237	267	301	338	376	421	474	601
2,8	74	92	118	147	184	232	261	295	331	368	412	464	589
3,2	72	90	116	145	181	228	257	289	325	361	405	455	578
3,6	71	89	114	142	178	224	252	284	320	355	398	448	569
4,0	70	87	112	140	175	220	248	280	315	350	392	441	560
4,5	69	86	110	137	172	217	244	275	309	344	385	433	550
5,5	67	83	107	133	167	210	236	266	300	33	373	420	533
6,5	65	81	104	130	162	204	230	259	292	324	363	408	518
7,5	63	79	101	127	158	199	225	253	285	316	354	399	506
8,5	62	77	99	124	155	195	220	248	279	310	347	390	495
9,5	61	76	97	121	152	191	215	243	273	303	340	382	486
10	60	75	96	120	150	189	213	241	271	301	337	379	481
11	59	74	95	118	148	186	210	236	266	296	331	372	473
12	58	73	93	116	145	183	206	233	262	291	326	366	465
13	57	72	92	115	143	180	203	229	258	286	321	361	458
14	56	71	90	113	141	178	201	226	254	282	316	356	452
15	56	70	89	111	139	176	198	223	251	279	312	351	446

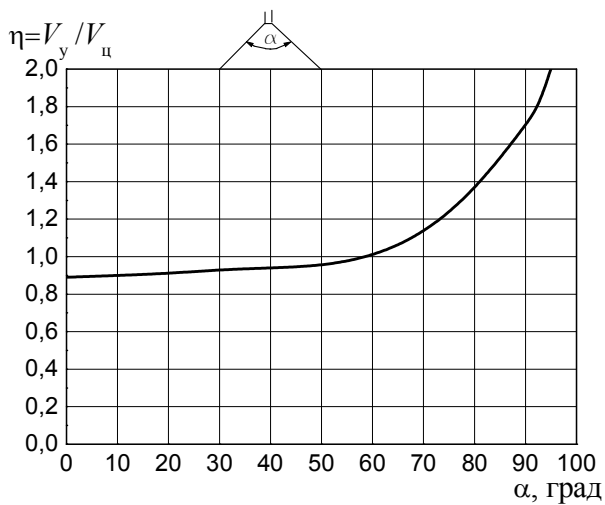
Приложение 15

Определение относительной скорости по оси зонта



Приложение 16

Определение относительной центральной скорости

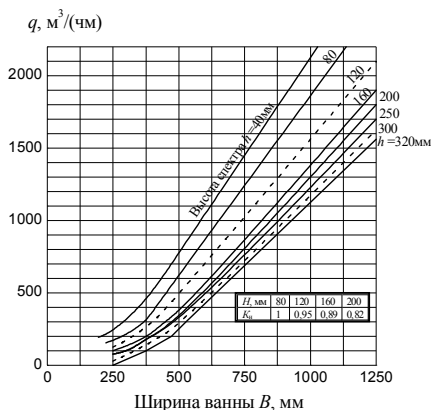


Высота спектра вредных выделений

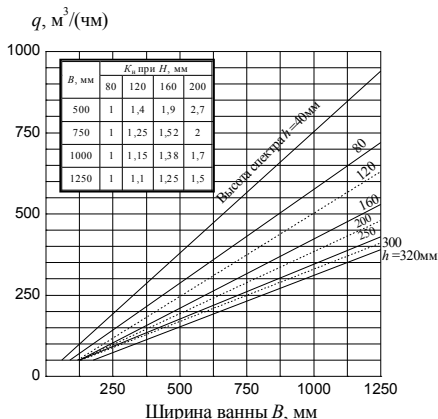
Назначение ванн	Обрабатываемый материал	$t_{ж}$, °C	Химикаты	Вредные выделения	h , мм
Травление	Сталь	15–60	Серная кислота	Аэрозоль серной кислоты	80
	Сталь	30–40	Соляная кислота	Хлористый водород	80
	Сталь	15–20	Азотная кислота	Пары азотной кислоты	40
	Медь	15–20	Плавиковая кислота	Фтористый водород	40
Декапирование	Медь и сплавы	15–20	Цианистый калий	Цианистый водород	80
	Сталь	15–20	Хромпик	Аэрозоль серной кислоты	80
Матирование	Медь	15–20	Азотная и серная кислоты	Пары азотной и серной кислоты	40
Меднение	Сталь	18–25	Цианистый калий	Цианистый калий	80
Лужение	Медь	60–70	Едкий натрий	Пары щелочи	80
Железнение	Сталь	100	Серная кислота	Пары серной кислоты	80
Промывка в горячей воде	—	70–80	—	Пары воды	160

Удельная величина отсасываемого воздуха, поправка на глубину уровня

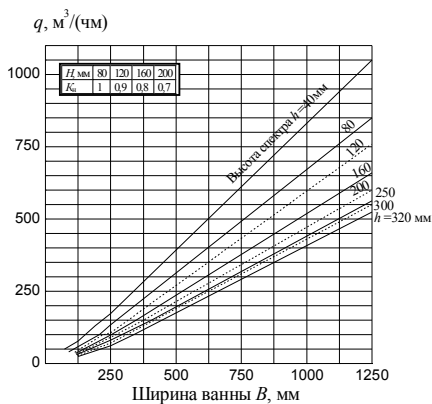
а) простой однобортовой отсос



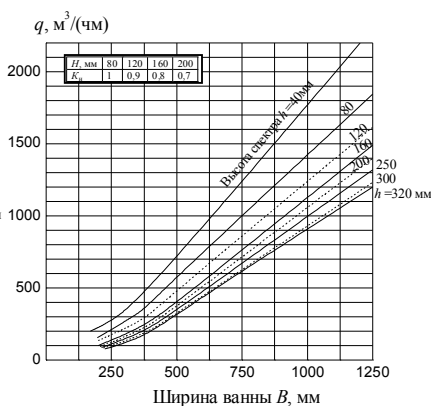
б) простой двухбортовой отсос



в) опрокинутый двухбортовой отсос

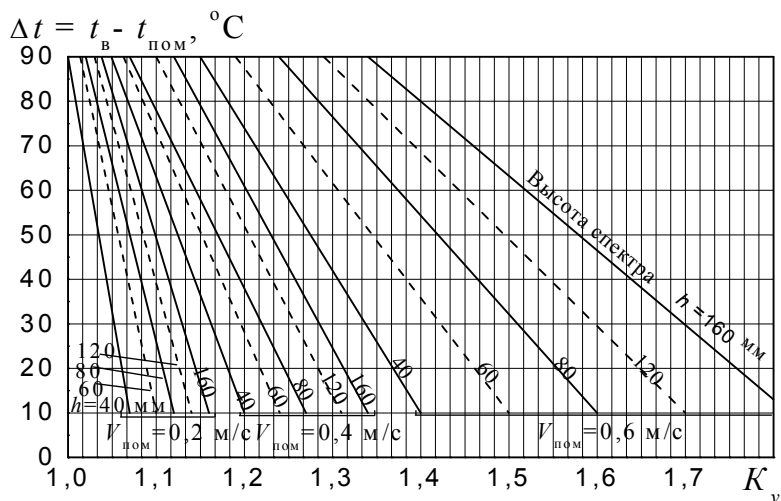


г) опрокинутый однобортовой отсос

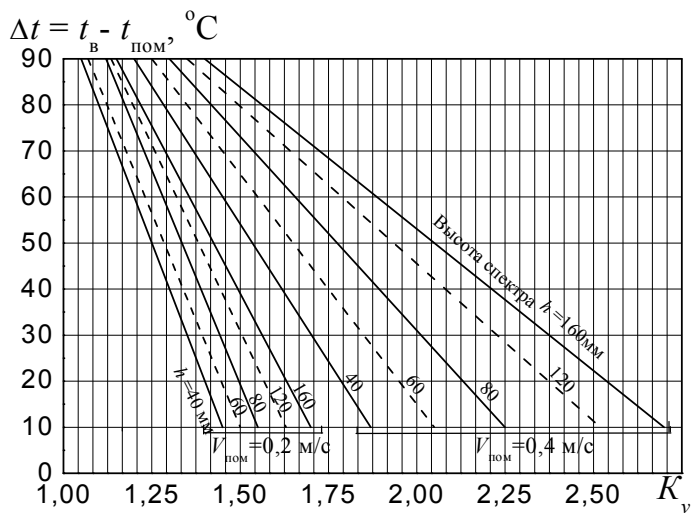


Поправка на скорость движения воздуха в помещении

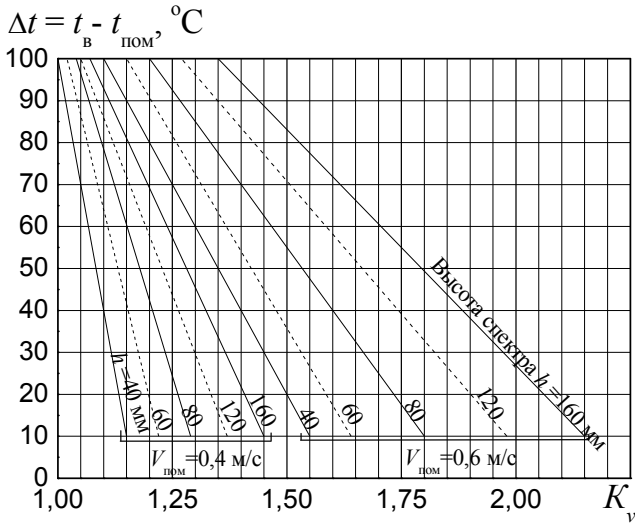
а) однокортовой простой и опрокинутый отсосы



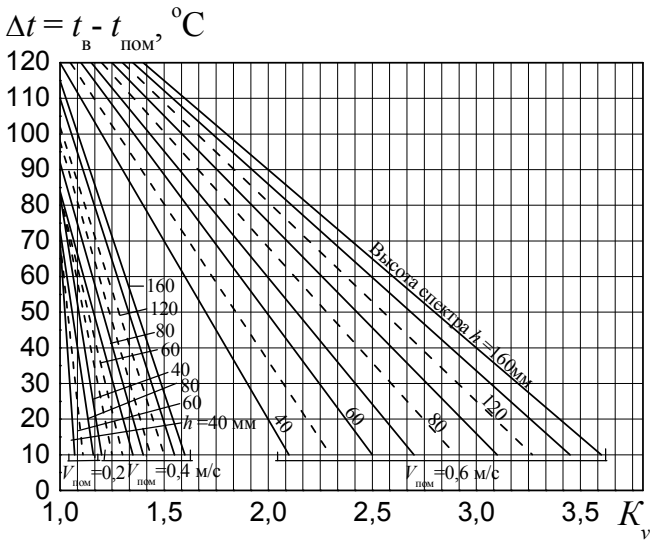
б) простой двухкортовой отсос при $H = 80 \text{ мм}$



в) простой двухбортной отсос при $H = 200$ мм



г) опрокинутый двухбортной отсос



Относительный расход воздуха K

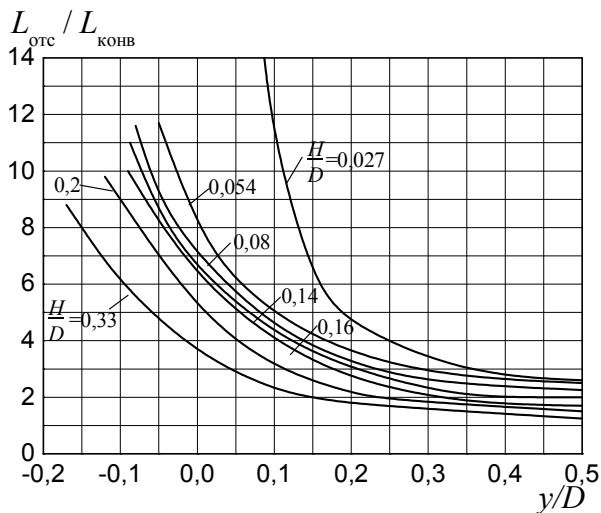
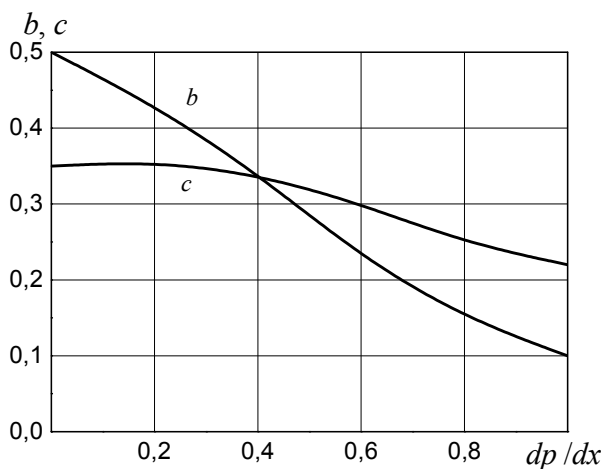
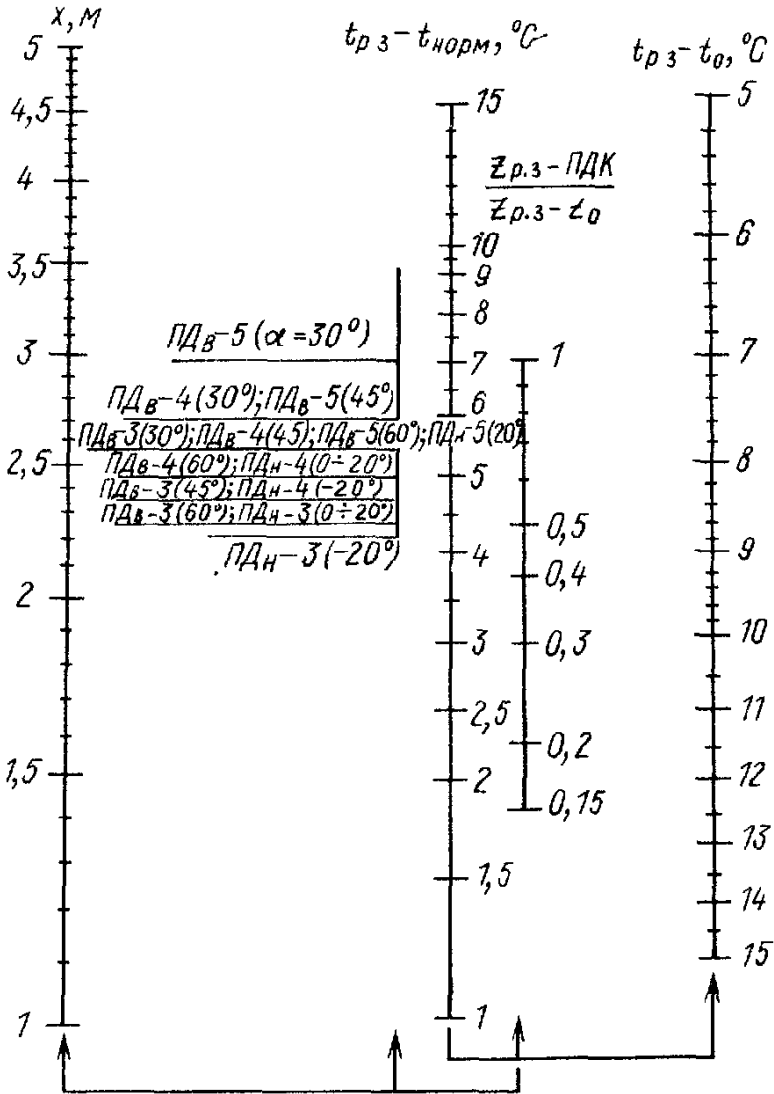


График для определения коэффициентов b и c для расчета воздушных душей



Номограмма для определения типоразмера ПД



Приложение 23

Расстояние по вертикали от центра проема до уровня нулевых давлений

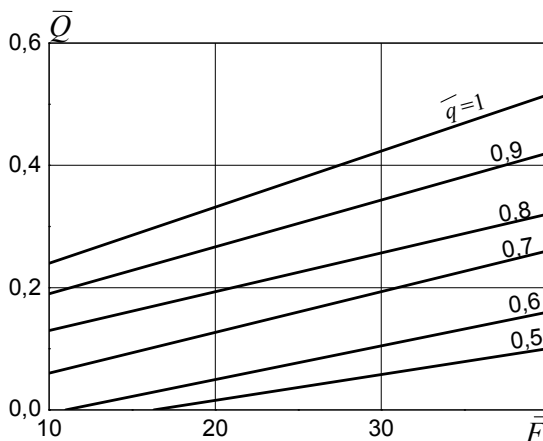
Высота здания, м	Значения $h_{\text{расч}}$, м, при размерах проема ворот, м				
	3×3	3,6×3	3,6×3,6	4,2×4,2	4,8×5,4
7,2	5,6/2,9	5,4/2,5	4,8/2	4,1/2,1	2,7/2,7
8,4	6,4/3,4	6,1/2,9	5,6/2,4	4,8/2,1	3/2,7
10,8	7,8/4,4	7,6/3,8	7/3,2	6,1/2,8	4/2,7
15,6	10,9/6,2	10,5/5,5	9,8/4,8	8,7/3,8	6,2/2,7
<i>Примечание.</i> Над чертой приведены значения $h_{\text{расч}}$ для зданий со светоаэрационными фонарями, под чертой – для зданий с зенитными фонарями.					

Приложение 24

Основные расчетные показатели боковых двухсторонних воздушно-тепловых завес

Шифр завесы	Производительность		Ширина щели, мм	Размер проема ворот, м		Относительная площадь \overline{F}
	по воздуху, G_z , кг/ч	по теплу Q_z , Вт		ширина	высота	
ЗТ.В2–25.01.УЗ	30000	180000	100	3	3	15
ЗТ.В2–28.01.УЗ	33600	200000	100	3,6	3,6	18
А5–01	18500	173300	70	3	3	21
				3,6	3	26
ЗВТ1.00.000	28800	232600	90	3	3	17
				3,6	3	20
ЗВТ1.00.000–01	40800	511700	100	3,6	3	18
ЗВТ2.00.000–01						
ЗВТ1.00.000–02	28800	232600	75	3,6	3,6	24
ЗВТ2.00.000–02				4,2		28
ЗВТ1.00.000–03	40800	511700	90	3,6	3,6	20
ЗВТ2.00.000–03				4,2		23
ЗВТ3–1	39000	368200	150	3,6	4,2	12
ЗВТ6–1						
ЗВТ3–2	41400	423100	150	3,6	4,2	12
ЗВТ6–2						
ЗВТ3–3	43700	481600	150	3,6	3,2	12
ЗВТ603						
ЗВТ3–4	44100	383400	150	4,2	4,2	14
ЗВТ6–4						

Определение \bar{Q} для боковой завесы



Поправочный коэффициент k_2 для завес смешивающего типа

Место за- бора воз- духа	Двери	Значения k_2 при числе людей n , проходящих через вход за 1 час								
		100	200	300	500	700	900	1100	1300	1500
Забор воздуха из открытого вестибюля	Одинарные	0,05	0,1	0,15	0,25	0,31	0,39	0,47	0,55	0,61
	Двойные или вращающиеся	0,04	0,08	0,11	0,19	0,26	0,34	0,41	0,48	0,54
	Тройные	0,03	0,06	0,08	0,14	0,2	0,28	0,35	0,41	0,46
То же, закрытого	Одинарные	0,05	0,09	0,14	0,22	0,27	0,35	0,43	0,49	0,55
	Двойные или вращающиеся	0,03	0,07	0,1	0,17	0,23	0,31	0,47	0,43	0,49
	Тройные	0,02	0,05	0,07	0,12	0,18	0,25	0,32	0,37	0,42
Забор воздуха снаружи или при вестибюле открытом	Одинарные	0,04	0,08	0,12	0,2	0,24	0,31	0,38	0,44	0,49
	Двойные или вращающиеся	0,03	0,06	0,09	0,15	0,21	0,27	0,33	0,38	0,43
	Тройные	0,02	0,04	0,07	0,11	0,16	0,23	0,28	0,33	0,37
То же, закрытом	Одинарные	0,04	0,07	0,11	0,17	0,22	0,28	0,34	0,38	0,42
	Двойные или вращающиеся	0,03	0,05	0,08	0,13	0,18	0,24	0,29	0,33	0,38
	Тройные	0,02	0,04	0,06	0,1	0,15	0,2	0,24	0,29	0,33

Данные для подбора воздушнонагревателей КСкЗ

$\nu\rho$, кг/м ² ·с	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·°C) при скорости движения теплоносителя по трубам $U_{тр}$, м/с											Аэродинамическое сопротивление ΔP_k , Па
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	
1,5	24,2	26,69	28,58	29,98	31,14	32,11	32,96	33,69	34,35	34,98	36,07	12,73
2	28,8	30,27	32,41	34	35,31	36,42	37,37	38,2	38,96	39,67	40,9	21,56
2,5	31,9	33,36	35,72	37,46	38,91	40,13	41,18	42,1	42,93	43,72	45,07	32,43
3	34,6	36,13	38,68	40,58	42,14	43,47	44,6	45,6	46,5	47,35	48,82	45,3
3,5	36,1	38,65	41,39	43,42	45,09	46,51	47,72	48,79	49,75	50,66	52,23	60,08
4	39,5	40,98	43,88	46,03	47,8	49,3	50,59	51,72	52,74	53,71	55,37	76,73
4,5	41,6	43,12	46,18	48,44	50,3	51,89	53,24	54,43	55,5	56,52	58,27	95,2
5	43,7	45,16	48,35	50,72	52,68	54,33	55,75	57	58,12	59,19	61,02	115,47
5,5	45,6	47,08	50,41	52,88	54,92	56,65	58,13	59,42	60,6	61,71	63,62	137,5
6	47,4	48,91	52,38	54,94	57,06	58,85	60,39	61,74	62,95	64,11	66,1	161,26
6,5	49,1	50,66	54,24	56,9	59,09	60,95	62,54	63,93	65,2	66,39	68,45	186,73
7	51,8	52,32	56,03	58,77	61,03	62,95	64,6	66,04	67,34	68,58	70,7	213,89

Технические данные фильтров

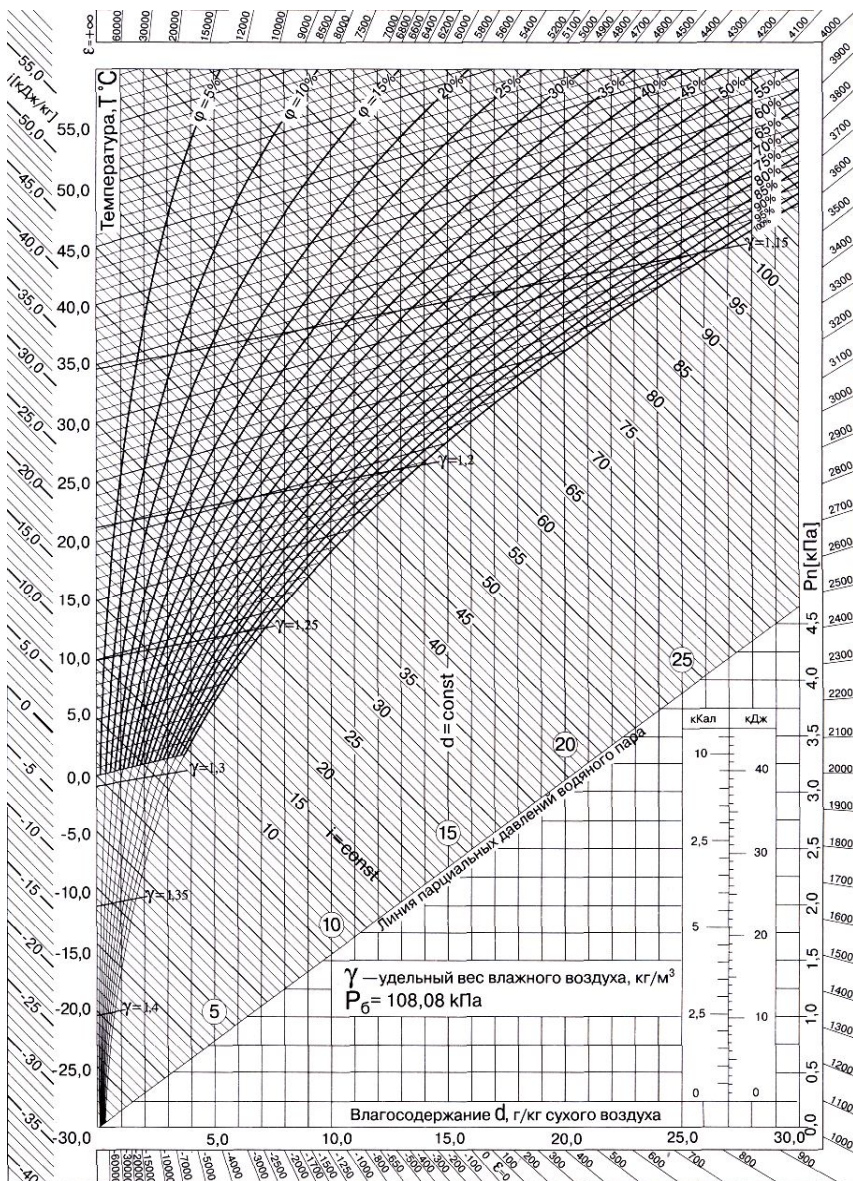
Фильтры ФРС

Показатель	Ф12РС	Ф8РС	Ф6РС	Ф4РС	Ф3РС
Номинальная пропускная способность, $\text{м}^3/\text{ч}$, при удельной воздушной нагрузке $10000 \text{ м}^3/(\text{ч}\cdot\text{м}^2)$	125000	80000	60000	40000	31500
Масса, кг	600	500	450	350	250
Габаритные размеры $H \times A \times B$, мм	4954× 3453× 3825	3452× 3453× 3835	2952× 3453× 3835	3452× 1703× 2105	2952× 1703× 2105
Вид фильтрующего материала	Ткань капроновая для сит арт. 25 ОСТ 1746–82				
Начальное сопротивление, Па	Не более 50				
Эффективность очистки, %	80				

Фильтры ФЯ

Показатель	ФяВБ	ФяПБ	ФяУБ	ФяРБ	ФяУК
Фильтрующий материал	Перфорированная сетка винипласта	Пенополиуретан	Материал ФСВУ	Стальная сетка	Материал ФСВУ
Номинальная пропускная способность, $\text{м}^3/\text{ч}$, при удельной воздушной нагрузке $10000 \text{ м}^3/(\text{ч}\cdot\text{м}^2)$	1540	1540	1540	1540	1540
Начальное сопротивление, Па	60	60	40	50	40
Габаритные размеры $H \times A \times B$, мм	514× 514×32	514× 514×32	514× 514×32	514× 514×50	514× 514×50
Эффективность очистки, %	95				
Масса, кг	4,2	3,4	2,8	6	2,4

I-d-диаграмма влажного воздуха



Количество форсунок по рядам в камере орошения ОКФ-3

Кондиционер		Исполнение	Количество форсунок в ряду стояков по ходу воздуха		
индекс	тип		первом	втором	всего
01.01304	КТЦЗ–10	1	12	6	18
		2	12	12	24
02.01304	КТЦЗ–20	1	24	18	42
		2	24	24	48
03.01304	КТЦЗ–31,5	1	36	27	63
		2	36	36	72
04.01304	КТЦЗ–40	1	48	36	84
		2	48	48	96
06.01304	КТЦЗ–63	1	81	63	144
		2	81	81	162
08.01304	КТЦЗ–80	1	108	84	182
		2	108	108	216
12.01304	КТЦЗ–125	1	162	126	288
		2	162	162	324
16.01304	КТЦЗ–160	1	216	168	384
		2	216	216	432
20.01304	КТЦЗ–200	1	234	180	414
		2	234	234	468
25.01304	КТЦЗ–250	1	312	240	552
		2	312	312	624

**Технические характеристики воздушонагревателей
(без обводного канала)**

Кондиционер	Кол-во рядов	Число базовых теплообменников при высоте t				Площадь поверхности F_p , м ²	Площадь фронтального сечения, м ²
		1	1,25	1,5	2		
КТЦЗ–10	1	0	1	0	0	18,4	1,03
	1,5	0	1	0	0	24,2	1,03
	2	0	1	0	0	36,8	1,03
КТЦЗ–20	1	0	1	0	0	37,3	2,07
	1,5	0	1	0	0	55,25	2,07
	2	0	1	0	0	74,6	2,07
КТЦЗ–31,5	1	0	0	0	1	60,4	3,315
	1,5	0	0	0	1	88,7	3,315
	2	0	0	0	1	120,8	3,315
КТЦЗ–40	1	0	2	0	0	74,6	4,14
	1,5	0	2	0	0	110,5	4,14
	2	0	2	0	0	149,2	4,14
КТЦЗ–63	1	0	0	0	2	120,8	6,63
	1,5	0	0	0	2	177,4	6,63
	2	0	0	0	2	241,6	6,63
КТЦЗ–80	1	0	4	0	0	149,2	8,28
	1,5	0	4	0	0	221,0	8,28
	2	0	4	0	0	298,4	8,28
КТЦЗ–125	1	0	0	0	4	241,6	13,25
	1,5	0	0	0	4	354,8	13,25
	2	0	0	0	4	483,2	13,25
КТЦЗ–160	1	0	0	4	2	300,8	16,55
	1,5	0	0	4	2	439,4	16,55
	2	0	0	4	2	601,6	16,55
КТЦЗ–200	1	0	0	0	6	362,4	19,88
	1,5	0	0	0	6	532,2	19,88
	2	0	0	0	6	724,8	19,88
КТЦЗ–250	1	0	0	6	3	451,2	24,84
	1,5	0	0	6	3	659,1	24,84
	2	0	0	6	3	902,4	24,84

Примечание: площадь сечения для прохода воды принимают равной 0,00148 м² – для однорядных, 0,00215 м² – для полуторарядных и 0,00296 м² – для двухрядных теплообменников.

Показатель N_t для расчета воздухоохладителей

