

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Тульский государственный университет»

Институт горного дела и строительства
Кафедра «Санитарно-технических системы»

Утверждено на заседании кафедры
«Санитарно-технических систем»
«20» января 2023г., протокол №5

Заведующий кафедрой



Р.А. Ковалев

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению курсовой работы
по дисциплине (модулю)
«Теплогазоснабжение и вентиляция»

основной профессиональной образовательной программы
высшего образования – программы бакалавриата

по направлению подготовки
08.03.01 – "Строительство"

с направленностью (профилем)
"Промышленное и гражданское строительство"

Форма(ы) обучения: *очная, очно-заочная*

Идентификационный номер образовательной программы: 080301-05-23

Тула 2023 год

Разработчик методических указаний

Вялкова Н.С. доцент, к.т.н.

(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание)



(подпись)

Содержание

1. Введение	3
2. Цель и задачи выполнения курсовой работы	3
3. Основные требования к курсовой работе	3
4. Методические указания по выполнению курсовой работы	5
4.1. План построения и содержание разделов пояснительной записки	5
4.2. Методические указания по выполнению отдельных разделов курсовой работы	6
4.2.1. Введение	6
4.2.2. Расчетные параметры наружного воздуха	6
4.2.3. Расчетные параметры внутреннего воздуха	6
4.2.4. Теплотехнические характеристики наружных ограждений	6
4.2.5. Тепловой баланс помещений	6
4.2.6. Выбор и конструирование (компоновка) системы отопления	11
4.2.7. Конструирование системы отопления и теплового пункта	11
4.2.8. Гидравлический расчет системы отопления	12
4.2.9. Расчет нагревательной поверхности отопительных приборов	17
4.2.10. Подбор вспомогательного оборудования теплового пункта	20
4.2.11. Определение вредностей, поступающих в расчетные помещения	20
4.2.12. Определение воздухообмена помещений здания	22
4.2.12. Конструирование (компоновка) систем вентиляции	26
4.2.13. Аэродинамический расчет воздуховодов приточных и вытяжных вентиляционных систем	29
4.2.14. Подбор вентиляционного оборудования.	33
4.2.15. Краткие указания по эксплуатации системы отопления и вентиляции	34
4.2.16. Заключение	34
4.2.17. Литература	38
4.2.18. Приложения.....	40

1.ВВЕДЕНИЕ

Установки для отопления и вентиляции отдельных помещений, зданий и целых комплексов играют в современной жизни человека огромную роль, так как они предназначены для улучшения его санитарно-гигиенических, культурно-бытовых и экономических условий.

Перед специалистами стоят серьезные задачи по созданию экономических систем, обеспечивающих в помещениях искусственный микроклимат.

Для успешного выполнения курсовой работы студенту необходимо использовать рекомендуемую литературу и консультации преподавателей.

2. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Выполнение курсовой работы - важный этап в учебном процессе при подготовке инженера-строителя. Цель курсовой работы - закрепить, углубить и обобщить теоретические знания, полученные студентом на лекциях, лабораторных занятиях по курсу "Теплогазоснабжение и вентиляция" (специальность 270103, 270105, 270106, 270112), приобрести первый опыт самостоятельного решения технических и экономических вопросов, возникающих при проектировании отопительной установки и систем вентиляции.

Во время выполнения курсовой работы студент дополнительно изучает действующую нормативную, а также другую отечественную и зарубежную техническую литературу с целью использования в работе последних достижений науки и техники. В результате студент должен получить навыки самостоятельного конструирования и расчета систем отопления и вентиляции, научиться свободно и правильно разбираться в проектах отопления и вентиляции, приобрести знания по монтажу и эксплуатации данных систем с учетом экономного расхода материалов и тепловой энергии.

3. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ

3.1. Тематика

Объектами курсовой работы могут быть здания объемом до 10-15 тыс. м³ следующего назначения: многоэтажные гостиницы, общежития, жилые дома с встроенными магазинами, клубами, кинотеатрами и т.д.

3.2. Исходные данные к курсовой работе

Студенту выдаются строительный план и разрез здания с указанием ориентации по странам света. В задании на курсовую работу указываются назначение, этажность и географическое положение здания, наличие технического этажа, подвала, источник теплоснабжения, параметры теплоносителя и схема присоединения системы отопления к тепловой сети.

3.3. Задание на курсовую работу

Студент обязан рассчитывать мощность системы, на основании действующих норм и технико-экономических соображений сконструировать систему отопления и выполнить расчеты, подобрать необходимое оборудование. На всех этапах проектирования необходимо обеспечивать уменьшение расхода тепловой и электрической энергии без нарушения комфортных условий в помещениях, использовать при конструировании унифицированные узлы и детали с целью уменьшения металлоемкости и трудозатрат при монтаже, а также определить для расчетных помещений здания количество воздуха, которое должно удаляться из них системами вентиляции, сконструировать эти системы, показав их на планах и разрезах здания, и выполнить аэродинамический расчет одной приточной и одной вытяжной систем вентиляции.

3.4. Объем курсовой работы

Курсовая работа состоит из пояснительной записки и графической части. Пояснительная записка выполняется на листах формата А 4, должна быть краткой (30-35 стр.) и содержать обоснование принятых решений.

Графическая часть работы выполняется в соответствии с требованиями ЕКСД и стандарта [2] на листе формата А1 и должна содержать необходимые планы здания с нанесением отопительного оборудования и трубопроводов, воздухопроводов и каналов системы вентиляции, аксонометрические схемы расчетных систем отопления и вентиляции, отдельные узлы и детали, спецификацию.

3.5. Трудоемкость курсовой работы

Начало проектирования и срок защиты законченной курсовой работы устанавливаются планом выполнения графических работ студентами факультета и указываются в задании. В этот период студент обязан регулярно посещать проводимые руководителем работы консультации и самостоятельно решить весь комплекс вопросов проектирования с необходимым технико-экономическим обоснованием. Руководитель работы оценивает принятые студентом решения, объясняет допущенные ошибки, утверждает правильные решения, дает необходимые указания, проводит аттестации.

Примерная трудоемкость выполнения разделов проекта приведена в табл. 1.

Таблица 1

Примерная трудоемкость выполнения разделов курсовой работы

№ п/п	Содержание работы	Трудоемкость, %,
1	2	3
1	Ознакомление с заданием, подбор нормативной и справочной литературы, определение расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха	5
2	Составление теплового баланса помещений.	10
3	Выбор и конструирование (компоновка) системы отопления, вычерчивание планов с	10

	нанесением отопительного оборудования и аксонометрической схемы.	
4	Гидравлический расчет трубопроводов главного циркуляционного кольца системы отопления.	15
5	Тепловой расчет отопительных приборов.	5
6	Подбор оборудования системы отопления.	5
7	Определение воздухообмена помещений.	10
8	Конструирование (компоновка) вентиляционных систем.	10
9	Аэродинамический расчет воздуховодов приточной и вытяжной систем вентиляции.	15
10	Подбор вентиляционного оборудования	5
11	Составление пояснительной записки, спецификации, окончательное оформление чертежей.	10
Всего:		100

3.6. Защита курсовой работы

Законченная и подписанная студентом работа не позже, чем за два дня до защиты сдается на кафедру, проверяется и подписывается руководителем, рецензируется другим преподавателем. После защиты студентом основных положений комиссия кафедры определяет качество и дает оценку работе.

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.

4.1. План построения и содержания разделов пояснительной записки

Пояснительная записка должна содержать следующие разделы:

1. Введение.
2. Расчетные параметры наружного воздуха.
3. Расчетные параметры внутреннего воздуха в помещениях.
4. Теплотехнические характеристики наружных ограждений.
5. Тепловой баланс помещений, определение мощности системы отопления.
6. Выбор вида и параметров теплоносителя, схемы системы отопления, вида отопительных приборов.
7. Конструирование (компоновка) системы отопления и теплового пункта.
8. Гидравлический расчет системы отопления.
9. Расчет площади нагревательной поверхности отопительных приборов.
10. Подбор вспомогательного оборудования теплового пункта.
11. Определение вредностей, поступающих в расчетные помещения.
12. Определение воздухообмена для помещений (по заданию) здания.
13. Конструирование (компоновка) систем вентиляции (по заданию).
14. Аэродинамический расчет воздуховодов приточных и вытяжных вентиляционных систем.
15. Подбор вентиляционного оборудования.
16. Краткие указания по эксплуатации системы отопления и вентиляции.
17. Заключение.

4.2. Методические указания по выполнению отдельных разделов курсовой работы

4.2.1. Во “Введении” необходимо кратко описать назначение отопительных и вентиляционных установок и требования к ним, их значение в решении программы капитального строительства и эксплуатации действующего жилого, общественного и промышленного фондов, отметить задачи по экономии топливно-энергетических ресурсов, снижению металлоемкости. Необходимо дать краткую характеристику проектируемому зданию и наружным ограждениям.

4.2.2. Расчетные параметры наружного воздуха принимаются по нормам [3, 5].

Параметры А принимают для систем вентиляции и воздушного душирования для теплого периода года;

Параметры Б – для систем отопления, вентиляции и воздушного душирования для холодного периода года, а также для систем кондиционирования для теплого и холодного периодов года.

Параметры наружного воздуха для переходных условий года следует принимать 10 °С и удельную энтальпию 26,5 кДж/кг.

4.2.3. Расчетные параметры внутреннего воздуха, требуемый воздухообмен помещений принимаются в зависимости от назначения здания и помещений по соответствующим главам [2,3,5]. Для теплого периода года параметры внутреннего воздуха должны быть следующими: температура воздуха не более чем на 3°С выше расчетной температуры наружного воздуха (расчетные параметры «А»), $\varphi_b < 65\%$, $v_b < 0,5$ м/с.

Допустимые концентрации углекислого газа CO_2 в помещении и приточном (наружном) воздухе приведены на стр. 23 настоящих указаний.

4.2.4. Теплотехнические характеристики наружных ограждений принимаются в соответствии с [3].

4.2.5. Тепловой баланс помещений для расчетного зимнего периода:

$$Q = Q_1 + (Q_{\text{и}} \text{ или } Q_{\text{в}}) - Q_{\text{б}}, \quad (1)$$

где Q – суммарные потери теплоты помещениями здания, Вт;

Q_1 – основные и добавочные потери теплоты через ограждающие конструкции помещений, Вт;

$Q_{\text{и}}$ – расход теплоты на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха через ограждающие конструкции помещений, Вт;

$Q_{\text{в}}$ – расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха в помещениях жилых и общественных зданий при естественной вытяжной вентиляции, не компенсируемого подогретым приточным воздухом, Вт;

$Q_{\text{б}}$ – бытовые тепlopоступления в помещениях здания, Вт.

Основные и добавочные потери теплоты следует определять, суммируя потери теплоты через отдельные ограждающие конструкции Q , Вт, с округлением до 10 Вт для помещений по формуле

$$Q_i = A_i \cdot K_i \cdot (t_{\text{е}} - t_{\text{ин}}) \cdot n \cdot (1 + \sum \beta), \quad (2)$$

где A_i – расчетная площадь i -ой ограждающей конструкции, м^2 ;

K_i – коэффициент теплопередачи i -ой ограждающей конструкции, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$;

- t_b – расчетная температура внутреннего воздуха помещения, °C;
 $t_{нп}$ – расчётная температура воздуха для проектирования системы отопления, °C;
 n – коэффициент учёта положения наружной поверхности ограждения по отношению к наружному воздуху, определяемый по [3];
 β - добавочные потери теплоты в долях от основных потерь, определяемые по [3].

Теплообмен через внутренние ограждающие конструкции помещений необходимо учитывать при разности расчетных температур внутреннего воздуха этих помещений более 3 °C.

Результаты расчёта основных и добавочных потерь теплоты через ограждающие конструкции отдельных помещений сводят в табл. 2.

Таблица 2

Основные и добавочные потери теплоты

№ помещения	Наименование помещения и температура внутреннего воздуха, t_b , °C	Ограждение					Расчетная разность температур, $(t_b - t_{н.п.}) \cdot n$, °C
		Обозначение	Ориентация	Размеры мхм	Площадь, $A, м^2$	Коэффициент теплопередачи, $1/R_o$, Вт/м ² ·°C	
1	2	3	4	5	6	7	8

Окончание табл. 2

Потери теплоты			Множитель добавок, $(1+\Sigma\beta)$	Суммарные потери теплоты, $Q_1=Q(1+\Sigma\beta)$, Вт	Примечания
Основные Q ,Вт	Добавочные				
	на ориентацию	Другие			
9	10	11	12	13	14
Итого:					

Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха через ограждающие конструкции помещений, Вт, следует определять по формуле:

$$Q_{и} = 0,28cK(t_b - t_{нп}) G_{inf} A_o \quad (3)$$

- где c – удельная теплоемкость воздуха, равная 1 кДж/(кг °C);
 k – коэффициент учета влияния встречного теплового потока в конструкциях, определяемый по [5];
 t_b – расчётная температура внутреннего воздуха помещения, °C;
 $t_{нп}$ - расчетная температура наружного воздуха для холодного периода года, °C, равная средней температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92;
 A_o – расчётная площадь окон (балконных дверей), м²;
 G_{inf} – удельный расход воздуха через окно или балконную дверь, кг/(м² ч), определяется согласно [3,4,5].

Результаты расчёта расхода теплоты на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха сводят в табл. 3.

Таблица 3

Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха

Номер помещения	Температура внутреннего воздуха, t_v , °C	Разность температур ($t_v - t_{нп}$), °C	$0,28 \times c \times K$	Удельный расход воздуха через окно или балконную дверь, G_{inf} , кг/(м ² ×ч)	Площадь окон (балконных дверей) в помещении, A_o , м ²	$Q_{и}$, Вт
1	2	3	4	5	6	7

Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха в помещениях жилых и общественных зданий при естественной вытяжной вентиляции, не компенсируемого подогретым приточным воздухом, Вт;

$$Q_B = 0,28 L_n \rho c (t_v - t_{нп})k, \quad (4)$$

где L_n - расход удаляемого воздуха, м³/ч, не компенсируемый подогретым приточным воздухом;

ρ - плотность воздуха в помещении, кг/м³.

Расход теплоты Q_B в зданиях со сбалансированной приточно-вытяжной вентиляцией будет отсутствовать. В детских садах, расположенных во всех климатических районах, за исключением 1А, 1В, 1Г подрайонов, проектируется только вытяжная вентиляция. Поэтому расход удаляемого воздуха следует определять как $L_n = m \times V$, где m - кратность воздухообмена, 1/ч, [2,5] (при выполнении курсовой работы допускается использование кратностей воздухообмена); V - объем помещения, м³.

Расчеты сводятся в табл. 4.

Таблица 4

Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха в помещениях жилых и общественных зданий при естественной вытяжной вентиляции, не компенсируемого подогретым приточным воздухом (или при дисбалансе между вытяжкой и приточной вентиляцией)

Номер помещения и назначение	Объем помещения, V , м ³	Кратность воздухообмена, m , 1/ч	L_n , М ³ /ч	$Q_B = 0,28 c L_n \rho (t_v - t_{нп})$
1	2	3	4	5

Для жилых зданий удельный нормативный расход принимается равным 3 м³/ч на 1 м² площади пола жилых комнат и кухни, в результате формулу (2) можно получить в следующем виде (Вт):

$$Q_B = (t_v - t_{нп}) \times A_n. \quad (5)$$

Расчет Q_B (Вт) для жилых комнат и кухонь можно свести в табл. 5 вместе с расчетом *бытовых тепловыделений* по формуле:

$$Q_B = 10 A_n.$$

(6)

Таблица 5

Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха при естественной вытяжке, не компенсируемой подогретым приточным воздухом, и бытовые тепловыделения

№ помещения	Температура внутреннего воздуха, $t_b, ^\circ\text{C}$	Размеры пола			$(t_b - t_{np}), ^\circ\text{C}$	$Q_B, \text{Вт}$	$Q_{\text{Б}}, \text{Вт}$
		ширина, м	длина, м	площадь, $A_n, \text{м}^2$			
1	2	3	4	5	6	7	8
01*)							

Примечание. *) – при одинаковой планировке всех этажей целесообразно под одним номером записывать помещения разных этажей.

Данные расчета отдельных составляющих теплового баланса сводятся в таблицу 6.

Таблица 6

Тепловой баланс помещений

Но- мер поме- ще- ния	Q _Б , Вт	Q _В , Вт	1-й этаж			Промежуточные этажи					Верхний этаж			Σ Q _{пр} Вт
			Q ₁ , Вт	Q _и , Вт	Q _{пр} , Вт	Q ₁ , Вт	2-й этаж			Q ₁ Вт	Q _и Вт	Q _{прв} Вт	
							Q _и Вт	Q _{пр} Вт	Q _и Вт	Q _{пр} Вт				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	1 2	1 3	1 4	1 5
01														
02														
Лест. клет- ка	-	-												
				Q _I				Q _{II}		Q _{..}			Q _В	ΣQ _{зд}

Примечание. Основные и добавочные потери теплоты лестничной клетки, рассчитанные сразу по всей высоте, условно записывают в графу первого этажа, а также расход теплоты на нагрев инфильтрующегося воздуха через закрытую наружную дверь и окна.

Теплотехническая оценка архитектурно-планировочного решения и теплозащитных свойств здания и его сравнения с ранее построенными зданиями производится путем вычисления удельной тепловой характеристики Вт/(м²×К) на отопление по формуле

$$q = Q_{зд}/V \times (t_v - t_{нп}) \times a \quad (7)$$

где V-объем отапливаемой части здания по внешнему обмеру, м³;

t_в- расчетная температура внутреннего воздуха в характерном помещении проектируемого здания, °С;

a - коэффициент, учитывающий изменение удельной тепловой характеристики при отклонении фактической расчетной разности температур от 48 °С, при которой в справочной литературе приведены значения "q_т" в зависимости от объема и назначения здания; коэффициент "а" вычисляют по формуле

$$a = 0,54 + 22/(t_v - t_{нп}) \quad (8)$$

Некоторые значения q_т приведены в табл. 7.

Таблица 7

Удельные тепловые характеристики здания на отопление (q_т, Вт/м³×К)

Объем здания тыс. м ³	Наименование здания							
	жилые здания, общежития, гостиницы	административные здания	школы и вузы	детские сады, ясли	клубы	кино - театры	универ – маги	столовые
До 3	0,49							
До 5	0,44	0,50	0,45	0,44	0,43	0,42	0,44	0,41
До 10	0,38	0,44	0,41	0,39	0,38	0,37	0,38	0,38
До 15	0,36	0,41	0,38		0,35	0,35	0,36	0,35
Более 15		0,37						

При значительном отклонении q от q_т необходимо внести коррективы в составление теплового баланса здания.

4.2.6 Выбор и конструирование (компоновка) системы отопления.

При выборе вида и параметров теплоносителя, схемы системы отопления и способа циркуляции, вида отопительных приборов необходимо руководствоваться [5, 6,10].

Расчетная температура воды в подающих магистралях системы отопления ограничивается санитарно-гигиеническими и технологическими требованиями. Для ее получения систему присоединяют к тепловой сети с повышенной температурой воды с помощью элеватора или других подмешивающих насосов (зависимое присоединение) или независимо с установкой водо-водяного подогревателя. Расчетную температуру

воды в обратной магистрали принимают равной 70 °С хотя целесообразно обосновать ее технико-экономическим расчетом.

Место прокладки подающих магистралей зависит от архитектурно-строительного решения здания. Верхняя разводка применяется при наличии в здании чердака или технического этажа, а при его отсутствии - нижняя разводка; в одноэтажных зданиях, а также в многоэтажных зданиях при наличии в пределах этажа помещений большой протяженности рекомендуется применять горизонтальные системы - системы с поэтажной разводкой.

По конструкции стояков или горизонтальных ветвей и схем питания приборов системы отопления могут быть двухтрубными, одностручными и бифилярными.

В случае установки термостатов на подводках к отопительным приборам в здании проектируется двухтрубная система отопления.

4.2.7. Конструирование системы отопления и теплового пункта.

Конструирование системы отопления ведут в следующей последовательности:

а) размещают на планах отопительные приборы, стояки, оборудование теплового пункта и магистрали с делением системы на ветви для осуществления пофасадного регулирования;

б) назначают уклон трубопроводов для обеспечения движения, сбора и удаления воздуха, а также спуска воды при ремонте;

в) решают вопросы о компенсации температурных удлинений и тепловой изоляции трубопроводов;

г) размещают запорную и регулирующую арматуру;

д) вычерчивают аксонометрическую схему системы в масштабе 1:100 с учетом эскизной проработки размещения элементов системы на разрезах здания.

Стояки наносятся на планы и нумеруются, начиная из левого верхнего угла здания по часовой стрелке: в одностручных системах с верхней разводкой и в двухтрубных системах - одной цифрой (Ст. 1., Ст. 2), в одностручной системе с нижней разводкой - отдельно подъемную (Ст.1 или Ст.1А) и опускную (Ст. 1' или Ст.1Б) части стояка.

Для уменьшения металлоемкости системы отопления индивидуальный тепловой пункт (ИТП) следует размещать в центре здания, выделив для него в зависимости от архитектурно-строительного решения здания, отдельное помещение в подвале, техническом подполье или первом этаже.

К ИТП присоединяют системы отопления, вентиляции, горячего водоснабжения, технологические теплоиспользующие установки одного здания или его части, например, блок-секции многоэтажного дома.

Размеры помещения ИТП зависят от схемы присоединения различных потребителей тепловой энергии, габаритов подобранного в результате расчета оборудования с учетом требуемых для безопасной и удобной эксплуатации проходов. Компонировка оборудования ИТП должна обеспечивать также минимальную протяженность трубопроводов. Разрешается предположить, что к ИТП здания присоединяется только система отопления.

Необходимый материал по конструированию и устройству систем водяного отопления и теплового пункта приведен в [5,6,10,11].

4.2.8. Гидравлический расчет системы отопления.

Целью гидравлического расчета является подбор таких диаметров участков циркуляционного кольца, которые обеспечат пропуск расчетного количества воды, при этом потери давления на преодоление сопротивлений должны быть на 10 % меньше располагаемого перепада давлений (ΔP_p).

Перед выполнением гидравлического расчета необходимо выполнить тепловое нагружение аксонометрической схемы, для чего на приборы наносятся значения тепловых нагрузок, равных расчетным недостаткам теплоты в соответствующих помещениях из табл. 6, а затем суммируют их по стоякам и отдельным ветвям. Тепловая нагрузка головного участка системы отопления должна быть равна суммарным недостаткам теплоты в здании.

Далее выявляется главное циркуляционное кольцо системы через ветвь с максимальной тепловой нагрузкой, обычно самое протяженное, в котором располагаемое циркуляционное давление на 1 м длины трубопровода оказывается наименьшим:

$$\Delta P_{\text{уд}} = \Delta P_p / \sum l_{\text{эл.к}}, \quad (9)$$

В однотрубных тупиковых системах это кольцо по самому протяженному и теплонагруженному направлению через последний стояк, в двухтрубных системах - через прибор первого этажа последнего стояка. В системах с попутным движением теплоносителя в качестве главного принимают кольцо, проходящее через средний, наиболее нагруженный стояк.

Располагаемый перепад давлений (циркуляционное давление) определяется в зависимости от вида циркуляции воды, способа присоединения системы отопления к тепловой сети, схемы системы, размеров в плане и высоты здания, параметров теплоносителя. При насосной циркуляции эта величина определяется по формуле

$$\Delta P_p = \Delta P_n + \Delta P_e = \Delta P_n + \Delta P_{\text{пр}} + \Delta P_{\text{тр}}, \quad (10)$$

где ΔP_n - перепад давлений, создаваемый циркуляционным насосом, Па;
 ΔP_e - естественное (гравитационное) циркуляционное давление Па, возникающее из-за остывания воды в отопительных приборах ($\Delta P_{\text{пр}}$) и трубопроводах ($\Delta P_{\text{тр}}$).

Для определения гравитационного давления при расчете насосных систем можно воспользоваться упрощенной зависимостью.

$$\Delta P_e = \beta h_o (t_r - t_o) g, \quad (11)$$

где β - коэффициент для перехода от плотности к температуре, кг/(м³ × °C);

если принять линейную зависимость между ними, то при $t_r = 95$ °C и $t_o = 70$ °C $\beta = (\rho_{70} - \rho_{95}) / \Delta t = 15,91/25 = 0,64$ кг/(м³ × °C), а при $t_r = 105$ °C и $t_o = 70$ °C $\beta = 0,65$ кг/(м³ × °C);

ρ - плотность воды, кг/м³;

h_o - усредненная величина расположения центра охлаждения воды в однотрубном стояке над центром теплового ввода, м, $h_o = \sum Q_i h_i / \sum Q_i$; Q_i - тепловая нагрузка на этаже рассчитываемого стояка, Вт; h_i - высота расположения центра приборов этажа над центром теплового ввода, м, в двухтрубных системах и в бифилярных горизонтальных ветвях в формуле (11) $h_o = h_i$; t_r, t_o - расчетные температуры воды в проектируемой системе; g - ускорение свободного падения, м/с².

Перепад давлений, создаваемый насосом, следует принимать:

а) при непосредственном присоединении системы отопления к тепловой сети без подмешивания воды из обратного трубопровода - не более разности давлений в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети на вводе в здание;

б) при непосредственном присоединении системы отопления к тепловой сети с подмешиванием воды из обратного трубопровода: насосом – в зависимости от места его установки; элеватором (водоструйным насосом) - равным перепаду давлений после элеватора, определяемому по прил. 1 в зависимости от перепада давлений в тепловой сети в точках врезки (по заданию на проектирование) и коэффициента смешения элеватора $U = \frac{T_1 - t_e}{t_e - t_o}$, где T_1 - расчетная температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети, (по заданию);

в) при независимом присоединении системы отопления к трубопроводам тепловой сети, а также для систем, которые в перспективе не предполагается присоединять к тепловой сети - по расчету, учитывая требования гидравлической и тепловой устойчивости системы (возможность увязки потерь давления в параллельных участках и кольцах), располагаемое циркуляционное давление (возможность подбора, например, бесфундаментного малoshумного насоса) и бесшумность работы; скорости движения воды не должны превышать допустимых значений [5].

4.2.8.1 Методика расчета трубопроводов системы отопления с постоянными перепадами температур воды в стояках по удельным потерям давления при зависимом присоединении к тепловой сети.

Рассмотрим методику расчета на примере упрощенной однотрубной системы с верхней разводкой (рис.1). В двухтрубной системе на стояке будет несколько расчетных участков. Схема вычерчена без масштаба, отопительные приборы условно не нанесены, арматура показана только в тепловом пункте.

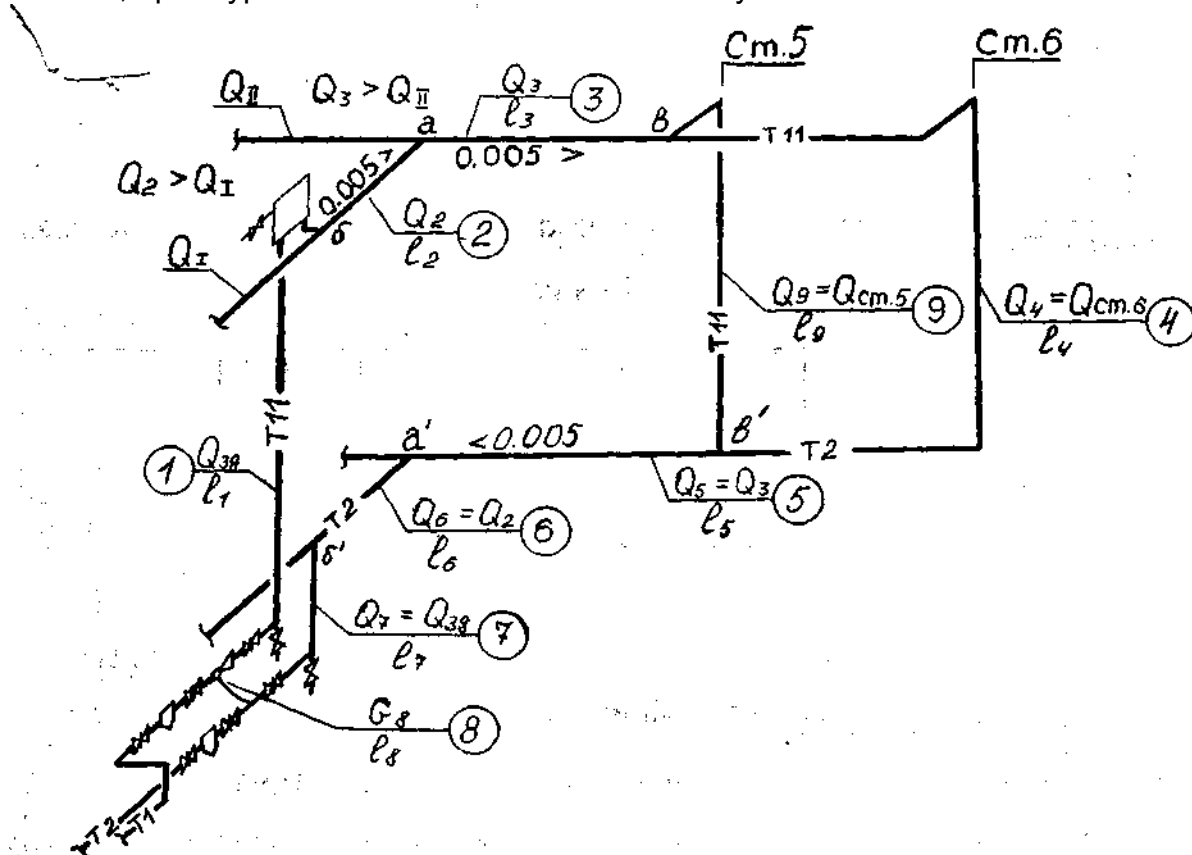


Рис. 1. Схема главного циркуляционного кольца однотрубной системы отопления с верхней разводкой

Расчет выполняют в следующей последовательности и сводят табл. 8:

1. По формуле (10) с учетом формулы (11) и прил.1 определяют располагаемый перепад давлений (ΔP_p).

2. Из предположения о равномерном законе падения давления на участках ($R_1=R_2=\dots=R_n$) определяют среднее (ориентировочное) значение удельных потерь давления вследствие трения о стенки трубы на участках главного циркуляционного кольца:

$$R_{cp} = \frac{0,9\beta\Delta P_p}{\sum \lambda_{г.л.кол}}, \quad (12)$$

где 0,9 – коэффициент, введенный с учетом требования, чтобы фактические потери давления были на 10 % меньше располагаемого перепада давлений;

β - коэффициент, учитывающий долю потерь давления на преодоление сопротивлений трения от общего располагаемого перепада давлений в системе:

$\beta=0,5$ – для систем с естественной циркуляцией, $\beta=0,65$ - для систем с искусственной циркуляцией; $\sum \lambda_{г.л.кол}$ - сумма длин участков главного циркуляционного кольца, в схеме рис. 1, это участки 1-8.

3. Определяют расход воды (G , кг/ч) на участках по формуле

$$G = \frac{3,6Q_{уч}}{C(t_z - t_o)} \beta_1 \beta_2, \quad (13)$$

где C – теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг×К);

β_1 - коэффициент учета дополнительного теплового потока устанавливаемых отопительных приборов за счет округления сверх расчетной величины [5];

β_2 – коэффициент учета дополнительных потерь теплоты отопительными приборами у наружных ограждений [5].

Расход воды на участке 8 определяется по формуле

$$G_8 = G_{T.C} \times U = \frac{3,6Q_{зд}\beta_1\beta_2}{C(T - t_o)} \times U, \quad (14)$$

где $G_{T.C}$ – расход воды из тепловой сети, кг/ч.

4. По R_{cp} и ϑ , пользуясь прил. II.1 [10] подбирают диаметры трубопроводов участков таким образом, чтобы фактическое значение минимально отличалось от R_{cp} , а скорость движения воды ϑ не превышала допустимого значения. При подборе диаметров необходимо также стремиться к тому, чтобы скорость движения воды плавно снижалась по мере уменьшения тепловых нагрузок и наоборот, а потери давления в последнем стояке составляли не менее 70 % от общих потерь в циркуляционном кольце без учета общих участков.

5. Потери давления на трение на участке определяют умножением R на λ .

6. По значению скорости ϑ , пользуясь [10], находят потери давления на местные сопротивления Z .

7. По аксонометрической схеме и прил. II.11 [10] находят коэффициенты местных сопротивлений участков (заполняют табл. 9). Местное сопротивление на границе двух участков относят к участку с меньшим расходом. Если в местном сопротивлении поток

на своем пути резко меняет сечение, то потери давления рассчитываются при динамическом давлении в меньшем сечении. При использовании в расчетах приведенных коэффициентов местных сопротивлений ($\zeta_{\text{пр}}$) из общей длины стояка необходимо вычесть длину этажестояков.

8. Потери давления в местных сопротивлениях участка рассчитываются по формуле $z = \Sigma \zeta \times P_9$.

9. Определяют потери давления на участке ($R\lambda + z$), Па.

Гидравлический расчет главного циркуляционного кольца считается законченным, когда запас перепада давлений составит

$$Z = \frac{\Delta P - \sum_1^8 (R\lambda + z)}{\Delta P_p} \times 100\% \approx 10\%, \quad (15)$$

Запас перепада давлений необходим для преодоления неучтенных в расчете гидравлических сопротивлений.

Таблица 8

Гидравлический расчет системы отопления

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	λ , м	d, мм	R, Па/м	ϑ , м/с	$R\lambda$, Па	P_9 , Па	$\Sigma \zeta$	Z, Мест-сто для форму-лы. Па	$(R\lambda + z)$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	$Q_{зд}$	G_1	λ_1	d_1	R_1	ϑ_1	$R\lambda_1$	P_{91}	$\Sigma \zeta_1$	Z_1	$(R\lambda + Z)_1$
...											
7	$Q_{зд}$	G_7	λ_7	d_7	R_7	ϑ_7	$R\lambda_7$	P_{97}	$\Sigma \zeta_7$	Z_7	$(R\lambda + Z)_7$
8	-	G_8	λ_8	d_8	R_8	ϑ_8	$R\lambda_8$	P_{98}	$\Sigma \zeta_8$	Z_8	$(R\lambda + Z)_8$

$$\Sigma_1^8 (R\lambda + Z)$$

Таблица 9

Местные сопротивления участков

№ участка	Наименование местного сопротивления	ζ
1	2	3
1		
$\Sigma \zeta$		

Главное циркуляционное кольцо принимается в качестве опорного для расчета и гидравлической увязки промежуточных стояков главного циркуляционного кольца и остальных, параллельных главному, колец.

Расчет заканчивается, когда невязка (расхождение) не превышает 15% притупительной и 5% при попутной разводке трубопроводов.

Для получения допустимой невязки стояк нередко приходится проектировать из участков двух диаметров. При использовании минимального диаметра и недопустимой невязке избыточное циркуляционное давление $\Delta p = \Delta p_p - (Rl + Z)$ стояка гасится дроссельной шайбой диаметром, мм

$$d_{ш} = 3,53 \sqrt{\frac{G_{ст}}{\Delta p}},$$

Если диаметр шайбы получается меньше 3 мм, то для обеспечения надежной работы стояка следует установить 2 шайбы большего диаметра.

4.2.9 Расчет площади нагревательной поверхности отопительных приборов.

Расчет площади нагревательной поверхности отопительных приборов производится в зависимости от принятого вида приборов, его расположения в помещении, схемы присоединения к трубопроводам, температурного режима:

$$F_{np} = \frac{Q_{np} - 0,9Q_{тр}}{q_{np}} \beta_3 \beta_4, \quad (17)$$

где Q_{np} – тепловая нагрузка прибора (из схемы), Вт;

$Q_{тр}$ – теплоотдача трубопроводов, проложенных в помещении и обеспечивающих работу рассчитываемого прибора $Q_{тр} = \sum q_v \cdot \lambda_v + \sum q_g \cdot \lambda_g$, Вт;

q_v, q_g – теплоотдача 1 м вертикально и горизонтально проложенных трубопроводов, Вт/м, принимаемая по справочной [10] в зависимости от диаметра и разности температуры воды в трубопроводе и воздуха помещения;

λ_v, λ_g – длина вертикальных и горизонтальных трубопроводов;

β_3 – поправочный коэффициент, учитывающий понижение температуры воды по сравнению с расчетным значением вследствие ее остывания в трубопроводах системы [11];

β_4 – поправочный коэффициент, учитывающий способ установки радиатора в помещении и всякого рода укрытия [11];

q_{np} – плотность теплового потока отопительного прибора при фактических условиях работы, Вт / м²,

$$q_{np} = q_{ном} \cdot \left(\frac{t_{np} - t_g}{70} \right)^{1+n} \cdot \left(\frac{G_{np}}{360} \right)^p \cdot b \quad (18)$$

где $q_{ном}$ – номинальная плотность теплового потока прибора при разности температур $\Delta t = t_{np} - t_g = 70^\circ C$, расходе воды через прибор по схеме “сверху-вниз” 360 кг / ч и атмосферном давлении 1013,3 ГПа (760 мм рт. ст.), Вт / м² [10];

n, p – экспериментально определенные показатели степени [10];

b – поправочный коэффициент на атмосферное давление; [10].

В двухтрубных системах отопления, если пренебречь остыванием воды в трубопроводах, в каждый отопительный прибор при расчетном режиме работы ($t_{\text{н}} = t_{\text{н.п}}$) поступает вода с расчетной температурой t_r , а выходит с температурой t_o в результате

$$t_{\text{np}} = 0,5 \cdot (t_r + t_o), \quad (19)$$

$$\Delta t_{\text{np}} = t_r - t_o. \quad (20)$$

В однотрубных системах отопления температура приборов стояка не одинакова и подлежит расчету. Расчет температурного режима однотрубных стояков разной конструкции (рис.2) выполняют по следующим зависимостям:

а) проточный нерегулируемый стояк при верхней разводке

$$t_1 = t_r - \frac{3,6Q_1\beta_1\beta_2}{cG_{\text{cm}}}, \quad t_2 = t_r - \frac{3,6(Q_1 + Q_2)\beta_1\beta_2}{cG_{\text{cm}}},$$

$$t_{\text{np}_1} = 0,5 \cdot (t_r + t_1), \quad t_{\text{np}_2} = 0,5 \cdot (t_1 + t_2),$$

$$\Delta t_{\text{np}_1} = t_r - t_1, \quad \Delta t_{\text{np}_2} = t_1 - t_2;$$

и т.д. (21)

$$t_o = t_r - \frac{3,6(Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4)\beta_1\beta_2}{cG_{\text{cm}}} = 70^\circ\text{C}.$$

Проверка

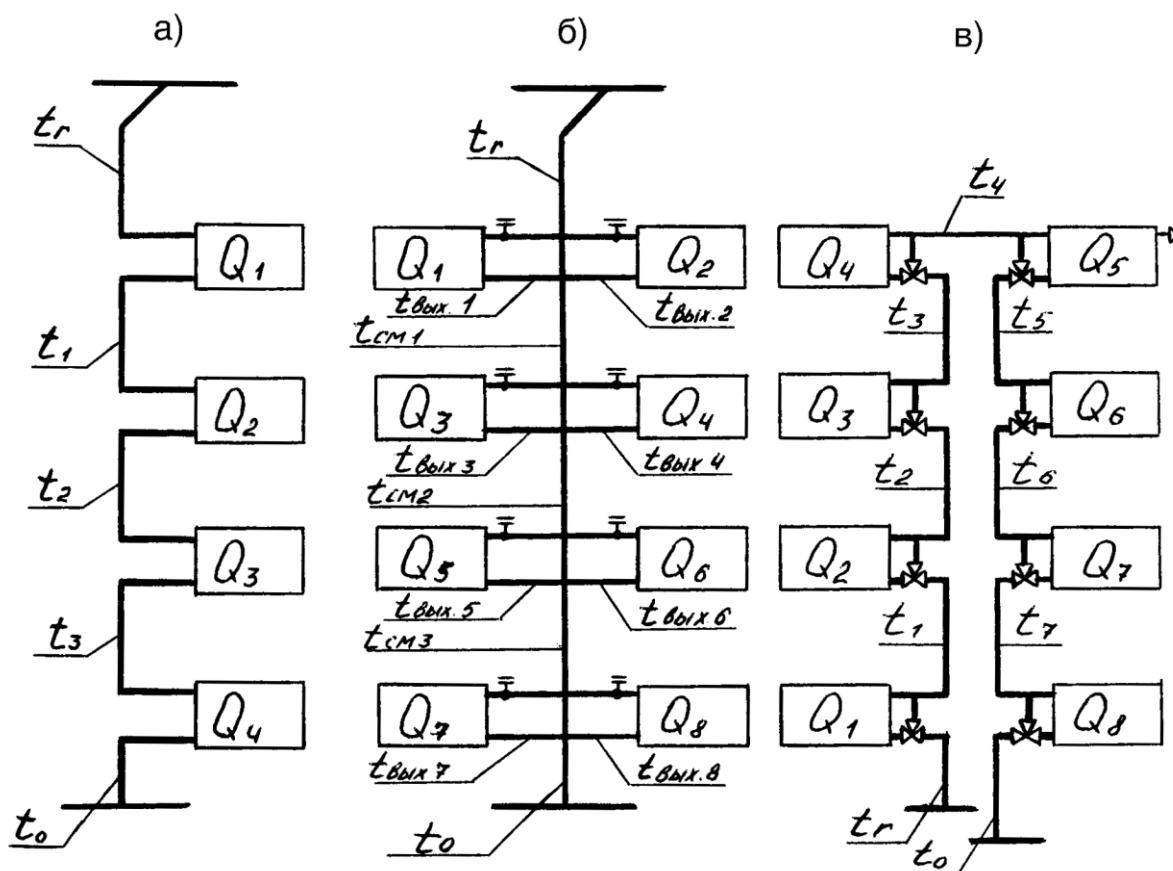


Рис.2. Схемы однотрубных стояков

б) регулируемый стояк при верхней разводке

$$t_{cm_1} = t_z - \frac{3,6(Q_1 + Q_2)\beta_1\beta_2}{cG_{cm}}, \quad t_{cm_2} = t_z - \frac{3,6(Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4)\beta_1\beta_2}{cG_{cm}} \quad \text{и т.д.} \quad (22)$$

$$t_o = t_z - \frac{3,6Q_{ст}\beta_1\beta_2}{cG_{cm}} = 70^\circ C,$$

Проверка

где c – удельная теплоемкость воды, $c = 4,19$ кДж / (кг · °C).

Температура воды на выходе из любого прибора

$$t_{вых} = t_{вх} - \frac{3,6 \cdot Q_{np} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2}{c \cdot \alpha \cdot G_{cm}}, \quad (23)$$

$$\alpha = \frac{G_{np}}{G_{cm}}$$

где α – коэффициент затекания воды в отопительный прибор, зависит от типа радиаторного узла, соотношения диаметров стояка (из гидравлического расчета), замыкающего участка и подводок (принимаются) и скорости воды в стояке (из гидравлического расчета).

Температура каждого прибора

$$t_{np} = 0,5 \cdot (t_{вх} + t_{вых}), \quad (24)$$

а перепад температуры

$$\Delta t_{np} = t_{вх} - t_{вых}. \quad (25)$$

в) проточно-регулируемый стояк при нижней разводке магистралей.

За расчетный режим принимается такой, когда с помощью трехходового крана теплоноситель направляют только через отопительный прибор ($\alpha = 1$), стояк становится прочным, а расчет выполняют аналогично а), например,

$$t_6 = t_z - \frac{3,6 \cdot \sum_{i=1}^6 Q_i}{c \cdot G_{cm}} \cdot \beta_1 \beta_2; \quad t_7 = t_z - \frac{3,6 \cdot \sum_{i=1}^7 Q_i}{c \cdot G_{cm}} \cdot \beta_1 \beta_2 \quad (26)$$

$$t_7 = 0,5 \cdot (t_6 + t_7); \quad \Delta t_7 = t_6 - t_7.$$

$$t_o = t_z - \frac{3,6Q_{ст}\beta_1\beta_2}{c \cdot G_{cm}} = 70^\circ C.$$

Проверка

(27)

При использовании радиаторных узлов с регулирующим проходным краном температура воды на входе в прибор рассчитывается по приведенным выше формулам.

Число секций в радиаторе рассчитывают по формуле

$$m = \frac{F_{np}}{f \cdot \beta_5}, \quad (28)$$

где f – поверхность нагрева одной секции, m^2 ;

β_5 – поправочный коэффициент на число секций в радиаторе,

$$\beta_5 = 0,92 + \frac{0,16}{F_{np}} \quad (29)$$

Теплоотдачу отопительного прибора разрешается занижать не более, чем на 5 % или на 60 Вт от требуемой по расчету величины [5].

В курсовой работе необходимо привести подробный расчет площади теплоотдающей поверхности приборов одного стояка, расчеты свести в табл.10 и табл.11.

Таблица 10

Теплоотдача трубопроводов

№ помещения и $t_{\text{в}}$	Наименование участка	d, мм	λ , м	$t_{\text{тр}}$, °C	$\Delta t = t_{\text{мп}} - t_{\text{с}}$, °C	$q_{\text{в}}, q_{\text{г}}$, Вт / м	$q_{\text{в}} \times \lambda_{\text{в}}$, $q_{\text{г}} \times \lambda_{\text{г}}$, Вт	$Q_{\text{тр}}$, Вт
1	2	3	4	5	6	7	8	9
404 18 °C	Стояк	20	2,1					
	Подводка	20	0,35					
	Зам. участок	15	0,5					
	Подводка	20	0,35					
	Стояк	20	0,1					
304 18 °C								

Таблица 11

Расчет площади теплоотдающей поверхности отопительных приборов
 Радиатор марки ... $q_{\text{н}} = \dots$, $f = \dots \text{ м}^2$

№ помещен.	$Q_{\text{пр}}$, Вт	$Q_{\text{тр}}$, Вт	$t_{\text{вх}}$, °C	$t_{\text{вых}}$, °C	$\Delta t_{\text{нр}} = t_{\text{сх}} - t_{\text{свых}}$	$t_{\text{нр}} = 0,5(t_{\text{сх}} + t_{\text{свых}})$	$t_{\text{в}}$, °C	$t_{\text{пр}} - t_{\text{в}}$, °C	G, кг / ч
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
			Стояк ...						

Окончание табл.11

Схема подачи воды	n	p	b	$q_{\text{пр}}$, Вт / м ²	β_3	β_4	$F_{\text{пр}}$, м ²	β_5	m, шт
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20

4.2.10. Подбор вспомогательного оборудования теплового пункта.

Подбор вспомогательного оборудования теплового пункта производится согласно [9,11,12].

4.2.10.1. Водоструйный элеватор

Температура воды в тепловых сетях обычно составляет 130-150 °C, а допустимая по санитарным нормам температура воды в системе отопления жилых и большинства общественных зданий – 105-85°C. Требуемое понижение температуры воды достигается установкой в тепловом пункте здания водоструйного элеватора (рис.3).

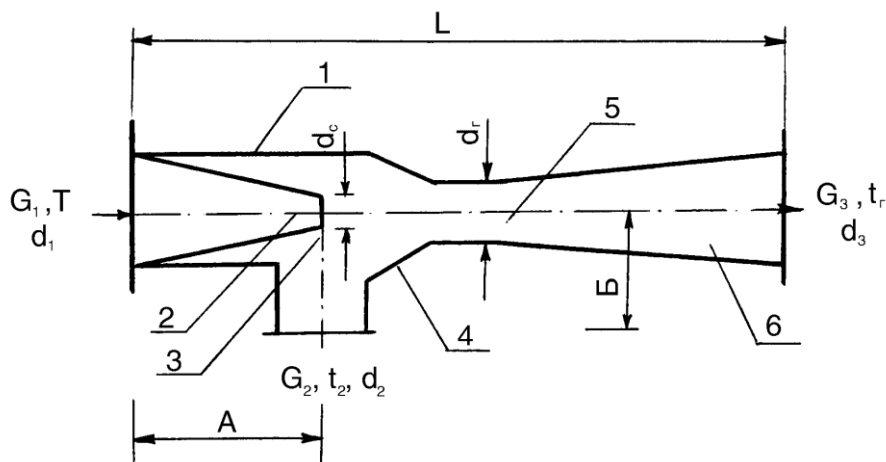


Рис. 3. Водоструйный элеватор.

1 – корпус, 2 – сопло, 3 – приемная камера, 4 – смесительный конус, 5 – горловина, 6 – диффузор

Поступающая из тепловой сети вода подводится к элеватору слева или сверху (в элеваторе с регулируемым сечением сопла “Электроника”), а снизу по перемычке поступает охлажденная вода из системы отопления. В результате смешения получают теплоноситель с необходимой температурой.

Подбор элеватора производят по расчетному коэффициенту смешения (с 15 %-м запасом) и приведенному расходу воды $G_{пр}$, т / ч:

$$U = 1,15 \frac{G_2}{G_1} = 1,15 \frac{T - t_2}{t_2 - t_o}, \quad (30)$$

$$G_{пр} = \frac{99,1 \cdot G_3}{\sqrt{\Delta P_c}}, \quad (31)$$

где G_3 – расход воды на головном участке системы отопления – из гидравлического расчета с переводом, т / ч;

ΔP_c – потери давления в главном циркуляционном кольце системы отопления с 10 %-м запасом, Па.

По номограмме (прил.4) определяют номер элеватора, диаметры сопла и горловины.

Диаметр горловины (см) и сопла (мм) можно определить также расчетным путем:

$$d_2 = 0,874 \sqrt{G_{пр}}, \quad (32)$$

$$d_c = \frac{10 \cdot d_2}{\sqrt{\frac{0,78}{G_{пр}^2} \cdot (1+U)^2 d_2^4 + 0,6(1+U)^2 - 0,4 \cdot U^2}}. \quad (33)$$

По диаметру горловины, пользуясь прил.4, определяют номер элеватора ВТИ – теплосети Мосэнерго, из прил.5 выписывают его габаритные размеры и массу.

4.2.10.2. Циркуляционные насосы

В местном тепловом пункте могут быть установлены два одинаковых попеременно работающих циркуляционных насоса.

Применяют такие циркуляционные насосы, которые при незначительном перепаде давлений имеют достаточную подачу (производительность).

Например, насосы фирмы Grundfos (рис.4).



Рис. 4. Насос UPS Series 200 (Grundfos)

Подбор насосов производят по подаче L_H , $\text{м}^3 / \text{ч}$, и перепаду давлений Δp_H , Па, (напору, м вод. ст.):

$$L_H = \frac{G_{c.o.}}{\rho_0} = \frac{3,6 \cdot Q_{3.д} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2}{c \cdot (t_{\Gamma} - t_0) \cdot \rho_0} \quad (31)$$

$$\Delta p_H = \frac{1,1 \sum (R\lambda + Z)_{2.к.} + \Delta p_M - \Delta p_{\lambda}}{9,81 \cdot 1000} \quad (32)$$

где $9,81 \times 1000$ – перевод Па в м вод. ст.

По номограммам [15] выбирают наиболее близкую к расчетной подаче и напору марку насоса и выписывают технические данные.

4.2.10.3. Расширительный бак

При независимом присоединении к тепловой сети система отопления оборудуется расширительным баком. Они устанавливаются в высшей точке системы на техническом этаже, чердаке или покрытии бесчердачного здания в специальном утепленном помещении, причем дно бака должно быть выше воздухоотборника при верхней разводке не менее чем на 0,3 м.

Полезный объем расширительного бака, л, определяется по формуле

$$V_{p.б.} = a \cdot V_c, \quad (33)$$

где $a = 0,045$ при $t_z = 95^\circ\text{C}$, $a = 0,06$ при $t_z = 105^\circ\text{C}$.

Объем воды в системе отопления

$$V_c = \frac{Q_{3.д} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2}{1000} (a + b), \quad (34)$$

где a, b , - объем воды в элементах системы (приборы, трубопроводы) на 1000 Вт ее тепловой мощности по [14].

По величине полезного объема выбирают ближайший больший по объему типовой расширительный бак [14], выписывают размеры, диаметры необходимых для его работы трубопроводов и другие технические данные.

4.2.10.5. Грязевики

Грязевики подбирают с учетом диаметров подводящих трубопроводов так, чтобы скорость воды в поперечном сечении корпуса была не более 0,05 м / с:

$$D_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4L}{3600 \cdot \pi \cdot 0,05}}, \quad (35)$$

где $D_{\text{в}}$ - внутренний диаметр грязевика, м; L – расход воды через грязевик, м³ / ч.

При независимом присоединении подбирают два грязевика: для установки перед теплообменником на сетевой воде и перед насосами; при зависимом присоединении – один. Подбор производят по [14].

4.2.10.6. Воздухосборники

Как правило, применяют проточные воздухосборники сварной конструкции. Диаметр проточного воздухосборника должен быть в 2 раза большего диаметра магистрального трубопровода, на котором он установлен, с тем, чтобы скорость движения воды в нем не превышала 0,05 м / с. Диаметр воздухосборника может быть рассчитан по формуле (35). Подбор производят по [14]. Воздух отводят через воздушный трубопровод, выведенный, по возможности, в отапливаемое помещение с краном, установленным на удобной для обслуживания высоте.

4.2.11. Определение вредностей, поступающих в помещения.

В общественных зданиях основным источником выделения вредностей (тепла, влаги, углекислого газа) являются люди. Данные о выделении вредностей одним человеком см. [10].

Количество вредностей, поступающих в помещения читальных и спортивных залов, классов и т.д. рассчитывается по выражениям:

для случая выделения тепла

$$Q_{\text{изб}} = Q_{\text{пр}} - Q_{\text{ух}} = q \cdot n, \quad (30)$$

влаги

$$G_{\text{вл}} = q_{\text{вл}} \cdot n, \quad (31)$$

углекислого газа CO_2

$$G_{\text{CO}_2} = g_{\text{CO}_2} \cdot n, \quad (32)$$

где $Q_{\text{изб}}$ — полные избыточные тепловыделения в помещении, Вт; $Q_{\text{пр}}$ — количество тепла, поступающее в помещение, Вт; $Q_{\text{ух}}$ — количество тепла, теряемого помещением, $Q_{\text{ух}}=0$, если система отопления работает постоянно (читальные залы, классы); $Q_{\text{ух}}=Q_{\text{потр}}^{\text{вент}}$, если отопление в рабочее время выключается (зрительные залы); $G_{\text{вл}}$, — количество влаги, поступающей в помещение, г/ч; G_{CO_2} , — количество CO_2 , поступающего в помещение, г/ч; q — тепловыделение одним человеком.

Количество тепла $Q_{\text{потр}}^{\text{вент}}$, теряемого ограждающими конструкциями при $t_{\text{рв}}$, определяется из соотношения:

$$Q_{\text{потр}}^{\text{вент}} = \frac{Q_{\text{потр}}^{\text{от}} (t_{\text{в}}^{\text{вент}} - t_{\text{рв}})}{(t_{\text{в}}^{\text{от}} - t_{\text{ро}})}, \quad (33)$$

где $Q_{\text{потр}}^{\text{от}}$ — теплопотери помещением при $t_{\text{ро}}$ (принимаются из раздела 4.2.5), Вт; $t_{\text{в}}^{\text{вент}}$ - внутренняя температура воздуха в помещении для проектирования вентиляции, °С; $t_{\text{в}}^{\text{от}}$ — внутренняя температура воздуха в помещении для проектирования отопления, °С.

Количество тепла $Q_{\text{пр}}$, поступающего в помещения жилых и общественных зданий, складывается в основном из тепlopоступлений от людей, через наружные ограждения (в теплый период), от искусственного освещения, от потребляемой электрической мощности технического оборудования, расположенного в помещении, и т.д. При расчетах для определения максимальной тепловой нагрузки следует задавать одновременные тепlopоступления от всех источников.

Теплопотери помещения складываются из величин: теплопотерь через наружные ограждения, теплопотерь инфильтрации воздуха через наружные ограждения, теплопотерь на нагрев воздуха, врывающегося в помещение через периодически открываемые наружные двери (см.раздел 4.2.5).

Разность тепlopоступлений и теплопотерь в помещении называется теплоизбытками ($Q_{\text{изб}}$) или теплонедостатками ($Q_{\text{недост}}$). Эти величины определяются в результате составления уравнения теплового баланса.

Уравнение теплового баланса представляет собой сумму всех тепlopоступлений и теплопотерь помещения:

$$\sum Q_{\text{пост}} - \sum Q_{\text{пот}} = 0, \quad (34)$$

где $\sum Q_{\text{пост}}$ – сумма тепlopоступлений в помещение;

$\sum Q_{\text{пот}}$ – сумма теплопотерь помещения.

Величины $Q_{\text{изб}}$ и $Q_{\text{нед}}$ находят по формулам

$$Q_{\text{изб}} = \sum Q_{\text{пост}} - \sum Q_{\text{пот}} > 0; \quad (35)$$

$$Q_{\text{недост}} = \sum Q_{\text{пот}} - \sum Q_{\text{пост}} < 0. \quad (36)$$

В помещения от людей поступает явная теплота (за счет лучисто-конвективного теплообмена с воздухом и поверхностями помещения) и скрытая теплота (выделяемая с влагой выдыхаемого воздуха и за счет испарений с поверхности кожи). Полная теплота равна сумме явной и скрытой теплоты.

$$Q_{\text{пол}} = Q_{\text{яв}} + Q_{\text{ск}}, \quad (37)$$

$$Q_{\text{яв}} = q_{\text{яв}} \cdot n, \quad (38)$$

$$Q_{\text{пол}} = q_{\text{пол}} \cdot n, \quad (39)$$

где $Q_{\text{пол}}$, $Q_{\text{яв}}$, $Q_{\text{ск}}$ – тепловыделения от людей соответственно полные, явные, скрытые, Вт;

$q_{\text{пол}}$, $q_{\text{яв}}$ – тепловыделения одним человеком (соответственно полные и явные), принимаемые в зависимости от интенсивности физической нагрузки у людей и температуры в помещении, Вт, принимаются по [10, 14];

n - количество людей в помещении, чел.

Тепlopоступления от людей, занятых трудовой деятельностью различных категорий и находящихся в одном помещении, следует суммировать.

При выполнении данной курсовой работы поступления тепла от солнечной радиации, электрического освещения не учитываются.

4.2.12. Определение воздухообмена помещений.

Способ вентиляции помещений жилых и общественных зданий выбирается в зависимости от назначения здания, его этажности и характера выделяющихся вредных веществ. Основным требованием, предъявляемым к вентиляции, является поддержание в помещении такой чистоты, температуры, влажности воздуха, которые обеспечивали бы нормальный санитарно-гигиенический режим.

По назначению вентиляционные системы подразделяются на приточные и вытяжные. По способу перемещения воздуха различают системы вентиляции с механическим и естественным побуждением.

При определении воздухообмена помещений необходимо руководствоваться [5,12, 14].

Воздухообменом называется полная или частичная замена загрязненного воздуха помещений чистым атмосферным.

Количество вентиляционного воздуха, необходимое для обеспечения нормируемых параметров воздушной среды в обслуживаемой зоне помещений, определяется расчетом из условий ассимиляции избыточных вредностей (тепла, влаги и CO_2). При одновременном поступлении тепла и влаги в помещение расчет для каждого вида вредностей ведется с помощью *I-d* диаграммы. В этом случае потребный воздухообмен, определяемый отдельно для теплого, переходного и холодного периодов года, рассчитывается из приводимых ниже выражений:

- из условий ассимиляции избытков явного или полного тепла

$$G_{np} = \frac{Q_{я}}{c_{в} \cdot (t_{в} - t_{np})}, \quad (40)$$

тогда

$$L_{np} = G_{np} / \rho_{в}, \quad (41)$$

где G_{np} , L_{np} – потребное количество приточного воздуха, соответственно кг/ч и $\text{м}^3/\text{ч}$;

$Q_{я}$ – избытки явной теплоты, Вт;

$c_{в}$ – удельная теплоемкость воздуха;

$t_{в}$ – температура внутреннего воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

t_{np} – температура приточного воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

$\rho_{в}$ – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$, принимаемая в зависимости от температуры воздуха $t_{в}$ $^{\circ}\text{C}$; $\rho_{в} = 353/(273+t_{в})$.

или

$$G_{np} = \frac{Q_{п}}{(I_{в} - I_{np})}, \quad (42)$$

где $Q_{п}$ – избытки полной теплоты, Вт;

$I_{в}$ – энтальпия внутреннего воздуха, Вт;

I_{np} – энтальпия приточного воздуха, Вт.

- из расчета по избыткам влаги

$$G_{np} = \frac{W_{вл}}{(d_{в} - d_{np}) \cdot 10^{-3}}, \quad (43)$$

где $W_{вл}$ – избытки влаги, кг/ч;

$d_{в}$, d_{np} – влагосодержание, г/кг, сухого воздуха, соответственно внутреннего и приточного.

- из условия разбавления избытков углекислого газа

$$L_{CO_2} = \frac{G_{CO_2}}{c_{доп} - c_{пр}}, \quad (44)$$

где G_{CO_2} - количество выделившегося углекислого газа в помещении, г/ч;
 $c_{доп}$, $c_{пр}$ - концентрации углекислого газа в воздухе помещения и в наружном воздухе, г/м³.

Для расчета воздухообмена по CO₂ необходимо принять расчетные концентрации углекислого газа в наружном и внутреннем воздухе.

Концентрация CO₂ в наружном воздухе, г/м³:

- для центра большого города (свыше одного млн. жителей)-0,75;
- для района в черте города - 0,5;
- для загородной зоны либо небольших поселков -0,4.

Концентрация CO₂ в воздухе помещений, г/м³:

- в лечебных и детских учреждениях – 1;
- в актовых, зрительных, спортивных залах и в подсобных помещениях с большим количеством людей – 1,5;
- в помещениях временного пребывания людей (магазины, кинотеатры)-2.

Обычно величина L_{CO_2} определяет минимальное количество наружного воздуха, которое необходимо подать в помещение.

Параметры приточного воздуха в (40), (42), (43) и проектный воздухообмен для механической вентиляции определяются особенностью режима работы помещений в теплый период года.

В случаях, когда по условиям эксплуатации помещений в теплый период года [5] разрешается предусматривать естественную вентиляцию через открытые фрамуги или окна (классы школ, зрительные залы, читальные залы библиотек и т. п.), за проектный воздухообмен для механической вентиляции принимается большая величина из определенных для зимнего и переходного периодов года. При этом параметры приточного воздуха, выявляемые с помощью $I-d$ диаграммы ($d_{пр}$, $I_{пр}$) устанавливаются по допустимой температуре воздуха, подаваемого в помещение $t_{пр}$. Последняя назначается (по согласованию с руководителем) в зависимости от принятых в проекте схемы организации воздухообмена и способа раздачи воздуха. С целью снижения проектного воздухообмена рекомендуется выявлять наиболее рациональные варианты вентилирования, позволяющие иметь максимальную для данного помещения разность температур $t_{в} - t_{пр}$.

После выявления проектного воздухообмена определяется температура воздуха, подаваемого в помещении

$$t_{пр} = t_{в} - \frac{Q_{я}}{c_{в} G_{пр}}, \quad (45)$$

по $I-d$ диаграмме уточняются все остальные параметры приточного воздуха.

Потребный воздухообмен для теплого периода года (с учетом действия естественной вентиляции) определяется, как обычно, по выше приведенным соотношениям. Механической вентиляцией в этот период года подается воздух в объеме, определенном по расчетному периоду (холодному или переходному).

В помещениях, для которых в теплый период года следует предусматривать только механическую вентиляцию, за проектный воздухообмен следует принимать

расчетную величину для теплого периода года или наибольший воздухообмен из определенных по трем периодам.

Воздухообмены большинства вспомогательных помещений жилых и общественных зданий определяются по кратностям или норме воздухообмена на 1 м² площади пола [5] :

$$L_p = K_p \cdot V_{\text{пом}}, \quad (46)$$

где K_p – нормативная кратность воздухообмена помещения, 1/ч; $V_{\text{пом}}$ – объем помещения, м³.

Значение K_p приводится в [5,6,7] в зависимости от назначения здания и помещения. При этом указывается кратность по вытяжке и по притоку. Результаты расчета воздухообмена заносят в таблицы 12, 13.

Таблица 12.

Воздухообмен по помещениям

№ п/п	Наименование помещения	Размеры помещения (а×в×h), мхмхм	Объем помещения, м ³	Нормативная кратность воздухообмена		Расчетный воздухообмен, м ³ /ч	
				приток	вытяжка	приток	вытяжка
	2	3	4	5	6	7	8

Примечание. При отсутствии в нормах указаний о величине кратности для некоторых помещений, по согласованию с преподавателем, можно принять ее равной кратности сходных по назначению помещений.

Если нормированные кратности воздухообмена по притоку и вытяжке для отдельных помещений не совпадают, количество воздуха, необходимого для полного баланса, подается в соседние помещения или помещения коридоров. Для каждого этажа при коридорной системе или для группы помещений на этаже, выходящих в общий коридор (шлюз), необходимо определять суммарные воздухообмены по притоку и вытяжке. Разницу между суммарным притоками и вытяжкой – «дебаланс» следует подавать (при избыточной вытяжки) или удалять (при избыточном притоке) из общего шлюза.

Таблица 13.

Воздушный баланс помещений.

№ пп.	Наим. помещ.	Период года	Вытяжка, кг/ч (м³/ч)				Всего	Приток, кг/ч (м³/ч)				Всего
			Местная		Общеобмен.			местный		Общеобмен.		
			Ест.	Мех.	Ест.	Мех.		Ест.	Мех.	Ест.	Мех.	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

Рекомендации по организации воздухообмена.

При выполнении курсовой работы должно быть обращено особое внимание на отработку вопросов организации воздухообмена, так как потребный объем воздуха, а, следовательно, и экономические показатели системы во многом зависят от выбранных схем вентилирования помещений, способа раздачи воздуха и типа воздухораспределительных устройств.

Читальные и спортивные залы, классы, вспомогательные помещения.

Для холодного и переходного периодов года следует предусматривать приточную и вытяжную вентиляцию с механическим побуждением. Для небольших читальных залов возможна естественная вытяжка. В теплый период года дополнительно к механическому притоку целесообразна подача воздуха естественным путем через световые проемы. Следует различать поперечную и продольную схему вентиляции.

Поперечная схема целесообразна при сравнительно небольшом расстоянии от места выпуска воздуха до противоположного ограждения. При этой схеме приточные и вытяжные отверстия рекомендуется располагать в одной плоскости продольной стены. Целесообразно при значительной длине помещения вытяжные отверстия чередовать с приточными, располагая их, по возможности, в один ряд (рис. 3.1а)); в остальных случаях приток и вытяжку можно проектировать, располагая вентиляционные отверстия идентичного назначения группами (рис. 3.2 а)). При наличии в ограждениях световых проемов со стороны, противоположной притоку, в воздуховыпускных отверстиях необходимо устанавливать многостворчатые клапаны с горизонтальными створками.

Продольная схема вентиляции целесообразна при значительном расстоянии между приточными и вытяжными отверстиями и реализуется, как правило, при отсутствии световых проемов в стене со стороны вытяжки (рис. 3.б). Обязательным условием, определяющим эффективность этой схемы вентиляции, является наличие отрывной приточной струи, поступающей в обслуживаемую зону.

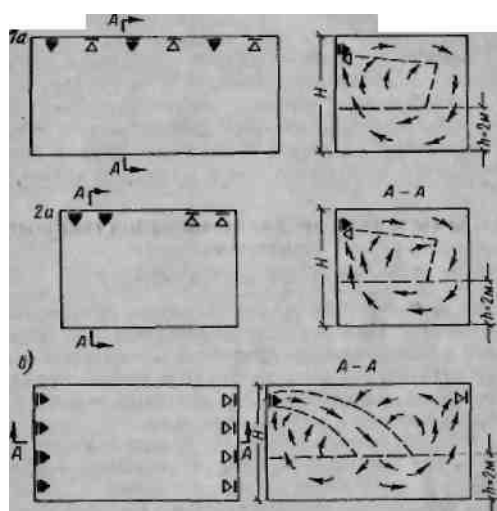


Рис. 3. Схемы вентиляции читальных и спортивных залов, классов, вспомогательных помещений: а—поперечные схемы: 1а) — при чередовании приточных и вытяжных отверстий; 2а) - при расположении приточных и вытяжных отверстий группами; б— продольная схема.

К вспомогательным помещениям гражданских зданий относятся: комнаты администрации и общественных организаций, кружковые, артистические, комнаты отдыха и работы обслуживающего персонала и т. п. При выборе принципа вентиляции (механическая, естественная) этих помещений следует руководствоваться указаниями [5].

Для помещений, относящихся к этой группе, предпочтительна поперечная схема организации "воздухообмена с расположением приточных и вытяжных отверстий в одной плоскости (см. рис. 3.1а)). При сосредоточенном расположении вентиляционных отверстий возможен вариант вытяжки со стороны плоскости, нормальной к притоку.

С целью снижения проектного воздухообмена в классах приточные отверстия следует стремиться располагать от потолка на расстоянии двух-трех эквивалентных по площади диаметра отверстия, снабжая их регулирующими клапанами для посте-

пенного отклонения потока к потолку. При этом рекомендуется применять типовые воздухораспределительные решетки с образованием неполной веерной струи. Эти мероприятия позволяют увеличить в холодный период года разность температур между воздухом в классах и приточным до 12-15° С.

4.2.13. Конструирование (компоновка) вентиляционных систем.

Прежде чем приступить к компоновке вентиляционных систем, необходимо ознакомиться с рекомендациями по решению приточно-вытяжной вентиляции отдельных помещений и здания в целом [5, 6, 7].

Выполняя курсовую работу, следует запроектировать в зданиях всех назначений приточную механическую вентиляцию с очисткой и подогревом приточного воздуха.

Поскольку расчет выполняется для одной приточной системы вентиляции приточная камера в данном здании одна.

Приточные камеры следует располагать, как правило, в подвале или на первом этаже здания в специально выделенных помещениях. Не допускается располагать приточные камеры непосредственно под помещениями, требующими пониженного уровня громкости проникающего шума.

Из архитектурных соображений забор воздуха для приточной установки должен производиться по возможности не со стороны фасада здания и только в тех местах, где наружный воздух наименее загрязнен. Допускается устройство выносных приточных шахт, расположенных в зеленой зоне.

Воздухозаборные решетки необходимо располагать на высоте не менее 2,0 м, а при размещении их в зеленой зоне — не менее 1 м от уровня зелени до низа решетки.

Приемные устройства для наружного воздуха допускается размещать над кровлей здания на одинаковой высоте с проемами для выброса воздуха, удаляемого системами общеобменной вытяжной вентиляции, при горизонтальном расстоянии между приемными и выбросными проемами, превышающем 10 эквивалентных диаметров (по площади) ближайшего из выбросных проемов, но не менее 20 м. При меньшем горизонтальном расстоянии до места выброса воздуха, удаляемого системами общеобменной вытяжной вентиляции через трубы и шахты, выбрасывающие воздух вертикально вверх, приемные устройства для наружного воздуха допускается размещать в пределах круга, описанного на плоскости кровли радиусом, равным высоте выбросной трубы или шахты над кровлей, причем выброс должен быть не менее, чем на 2 м выше верхней кромки проема для приема воздуха.

Габариты приточной камеры определяются установленным в ней оборудованием. Пример компоновки приточной камеры см. [10].

Фильтры для очистки от пыли воздуха, подаваемого в помещения, размещают в камерах, как правило, до калориферов. Однако, чтобы предотвратить возможное замерзание масляных фильтров в местностях с расчетной температурой наружного воздуха в холодный период года —25° С и ниже (расчетные параметры «Б»), рекомендуется устанавливать их после калориферов.

В 2-,5-этажных общественных зданиях приточный воздух подается от общего коллектора самостоятельными воздуховодами (рис. 4).

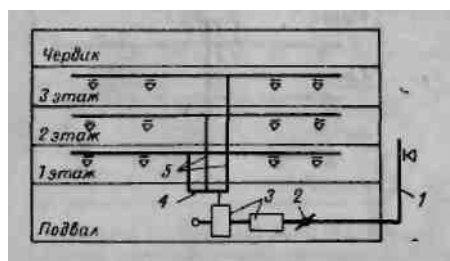


Рис. 4 Принципиальная схема прокладки воздуховодов приточной установки
1 - воздухозаборная шахта; 2 - клапан; 3 - приточная установка; 4 - общий коллектор;
5 - поэтажные воздуховоды.

Вытяжная вентиляция определяется характером помещений, видом и количеством выделяющихся в них вредных веществ. Вытяжная вентиляция может быть как естественная, так и механическая, но обязательно организованная. Механическая вытяжка предусматривается, как правило, в помещениях санитарных узлов, душевых и курительных комнат. Санитарные узлы и курительные комнаты обслуживаются общими вытяжными центрами. В остальных помещениях общественных зданий вытяжная вентиляция принимается с учетом рекомендаций соответствующих норм [5,6,7,14]. Для помещений, функционально связанных между собой, можно объединять вытяжные воздуховоды в одну установку. Нормируемые размеры вентиляционных решеток приведены [14,15].

Вытяжные камеры устанавливают в наиболее высокой части чердака вблизи лестничных клеток, с выходами на чердак или в специально отведенных помещениях в верхних этажах здания. Пример компоновки вытяжной камеры см. [10].

Прокладка вытяжных воздуховодов при механической вентиляции решается по принципиальной схеме рис. 5, а при естественной вентиляции — по принципиальным схемам, приведенным на рис. 6 а), по которым для удаления воздуха из помещений каждого этажа предусматриваются самостоятельные вертикальные воздуховоды или каналы. Объединять сборными каналами на чердаке (рис. 6 б)) допускается каналы помещений однородного назначения. Присоединение вытяжных каналов на чердаке к магистральному коробу должно обеспечивать возможность регулирования и замера количества воздуха в отдельных ответвлениях. Радиус действия вытяжных систем естественной вентиляции рекомендуется принимать не более 8 м.

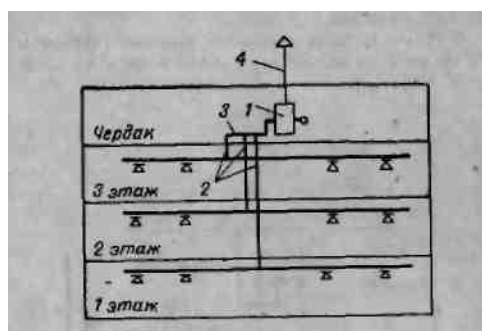


Рис.5. Принципиальная схема прокладки воздуховодов механической вытяжной системы:
1 – вентилятор; 2 – поэтажные воздуховоды; 3 – общий коллектор; 4 – вытяжная шахта с дефлектором.

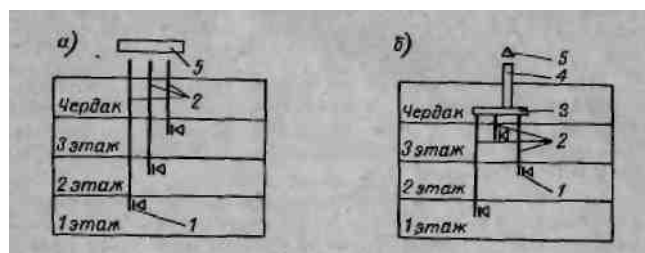


Рис.6. Принципиальная схема прокладки воздуховодов естественной вытяжной системы: а) с отдельными каналами; б) с каналами, объединенными на чердаке: 1- вытяжное отверстие; 2 – вертикальные вентиляционные каналы; 3 – сборный короб; 4 – вытяжная шахта; 5 – дефлектор.

Вентиляционные шахты, как и вентиляционные каналы, выводят над крышей на высоту:

а) не менее 0,5 м выше конька крыши, если шахта или каналы расположены не далее 1,5 м от конька;

б) уровня конька крыши при расстоянии от него 1,5-3 м;

в) ниже конька крыши до прямой, проведенной под углом 10° к горизонту конька, при расстоянии от него более 3,0 м.

Во всех случаях разность отметок от конька крыши до низа выходного отверстия канала должна быть не менее 0,5 м, но не более 1,5 м.

Для предотвращения опрокидывания тяги над шахтами устраиваются дефлекторы.

При прокладке воздуховодов необходимо помнить, что присоединение двух или более помещений к одному вертикальному каналу не допускается во избежание перетекания воздуха из одного помещения в другое. В гражданских зданиях рекомендуется применять неметаллические воздуховоды прямоугольного сечения. Воздуховоды прямоугольного сечения из листовой стали предусматриваются к установке в подвальных помещениях и при транспортировании воздуха, содержащего агрессивные среды. Проставные каналы располагают у внутренних стен или перегородок, а при необходимости и у наружных стен. В последнем случае между стеной и каналом устраивают воздушную прослойку толщиной не менее 50 мм или утепление.

При наличии в здании внутренних кирпичных стен целесообразно использовать их для прокладки вентиляционных каналов, которые устраивают в толще стен или в бороздах, закрываемых снаружи плитами и сеткой с последующим оштукатуриванием.

Сечение каналов в кирпичных стенах должно быть кратным ширине кирпича, наименьший размер каналов $1/2 \times 1/2$ кирпича (140x140 мм), размеры каналов из кирпича приводятся в литературе [26, с. 247]. Толщина перегородок между каналами одного назначения принимается не менее $1/2$ кирпича; между приточными и вытяжными каналами — не менее 1 кирпича; толщина наружных стенок канала — не менее $1/2$ кирпича.

Каналы во внутренних кирпичных стенах следует устраивать возле проемов и стыков стен на расстоянии не менее 1,5 кирпичей.

Определяя число кирпичных каналов для перемещения данного количества воздуха, необходимо помнить, что при естественной вентиляции (скорость воздуха в канале 1 м/с) производительность канала размером $1/2 \times 1$ кирпич составляет $130 \text{ м}^3/\text{ч}$, при механической вентиляции (скорость воздуха в канале 5 м/с) соответственно около $700 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Конструктивные указания по устройству утепленных каналов на чердаке, вентиляционных шахт приводятся в литературе [5, 10, 14].

4.2.14. Аэродинамический расчет воздуховодов приточных и вытяжных систем.

Аэродинамический расчет воздуховодов производится для одной приточной и одной вытяжной вентиляционных сетей (по согласованию с руководителем). Целью расчета является определение размеров поперечных сечений воздуховодов, числа и габаритных размеров боковых отверстий, обеспечивающих заданное распределение расходов воздуха в вентиляционной сети. В результате аэродинамического расчета определяются потери давления в распределительной сети, которые суммируются с потерями давления в оборудовании (фильтре, калорифере, шумоглушителе).

Расчет разветвленных воздуховодов и воздуховодов с боковыми отверстиями ведется по методу удельных потерь давления на трение. Воздуховоды прямоугольного сечения рассчитываются с помощью эквивалентного диаметра по скорости:

$$d_{эв} = \frac{2ab}{a+b}, \quad (47)$$

где $d_{эв}$ – эквивалентный диаметр воздуховода по скорости, мм;
 a, b – размеры прямоугольного воздуховода, мм.

Под эквивалентным диаметром подразумевается такой диаметр воздуховода круглого сечения, у которого удельные потери давления на трение по длине ($R_{уд}$) те же, что и у воздуховода другой формы сечения при условии равенства скоростей воздуха в обоих воздуховодах.

Методика аэродинамического расчета вентиляционных систем.

Различают прямую и обратную задачи аэродинамического расчета. Цель расчета зависит от вида задачи: для прямой – это определение площади сечения всех участков сети и потерь давления при заданном расходе в них; для обратной – это определение расходов воздуха на участках и потерь давления при заданном размере сечений.

Прямая задача решается при проектировании новых систем, обратная – при наладке и регулировании существующих.

Существует несколько методов аэродинамического расчета [10, 14].

В курсовой работе решается прямая задача, а расчет ведется методом удельных потерь давления.

Исходными данными для расчета являются:

1. Аксонометрическая схема вентиляционной сети (расчетная) с указанием длин всех участков, форм и материалов воздуховодов (каналов);

Расчет ведут в следующей последовательности:

1. Нумеруют участки сети. Нумерацию участков рекомендуется производить двумя цифрами, одна из которых соответствует началу участка, вторая - концу. Начинают нумеровать с участка с меньшим расходом.
2. Определяют расходы воздуха на каждом участке. Расходы определяют суммированием расходов на отдельных ответвлениях, начиная с периферийных участков.
3. Выбирают основное (магистральное) направление, т.е. самое нагруженное и протяженное.
4. Определяют ориентировочные размеры сечений участков по формуле:

$$F' = \frac{L_i}{3600 \cdot v'}, \quad (48)$$

где v' – рекомендуемая скорость воздуха на участке, принимаемая по [13], м/с.

5. По ориентировочным значениям сечений подбирают стандартные размеры воздуховодов или каналов так, чтобы фактическая (нормируемая) площадь F поперечного сечения была близка к ориентировочной.
6. Определяют значения эквивалентных диаметров по формуле (47).
7. Определяют фактическую скорость воздуха на участках по формуле

$$v = \frac{L_i}{3600 \cdot F}, \quad (49)$$

где F - фактическая (нормируемая) площадь поперечного сечения участка, м².

8. По значениям фактической скорости и эквивалентного диаметра (не принимая во внимание расход) находят значения удельных потерь давления ($R_{уд}$) и динамического напора (P_d) на участках [14].
9. Так как таблицы аэродинамического расчета составлены для стальных воздуховодов абсолютной эквивалентной шероховатостью поверхности $K_z = 0,1$ мм, то для воздуховодов, выполненных из других материалов, значения $R_{уд}$ принимаются с поправочным коэффициентом β , значения которого приведены в [14].

Определяют потери давления на трение по длине по формуле:

$$\Delta P_\lambda = R_{уд} \cdot \lambda \cdot \beta. \quad (50)$$

10. Определяют значения коэффициентов местных сопротивлений на участках, причем граничные местные сопротивления относятся к участкам с большим расходом. Значения коэффициентов местных сопротивлений приведены в [10].
11. Определяют потери давления на местных сопротивлениях участка по формуле

$$Z_i = \sum \zeta_i \cdot P_{di}. \quad (51)$$

12. Определяют потери давления на расчетном участке

$$\Delta P_i = R_{уд} \cdot \lambda_i \cdot \beta + Z_i. \quad (52)$$

13. Определяют общие потери давления по всем участкам магистрального направления

$$\Delta P_M = \sum (R_{уд} \cdot \lambda \cdot \beta + Z)_i. \quad (53)$$

14. Определяют величину требуемого напора вентилятора для систем механической вентиляции

$$\Delta P = 1,1 \sum_1^n (\Delta P_M), \quad (54)$$

где ΔP - потери давления на магистральном направлении, Па;

n – участков на магистральном направлении, шт.;

1,1 – запас на неучтенные потери давления.

15. Общие потери давления по магистральному направлению для систем с естественным побуждением должны быть меньше располагаемого давления P_p на величину запаса 5-10 %, т.е.

$$5\% \leq \frac{P_p - \sum (R_{уд} \cdot \lambda \cdot \beta + Z)_i}{P_p} \cdot 100\% \leq 10\%, \quad (54)$$

$$P_p = H \cdot g \cdot (\rho_H - \rho_B), \quad (55)$$

где H – высота воздушного столба, принимаемая от центра вытяжного отверстия до устья вытяжной шахты, м;

ρ_H, ρ_B – плотность соответственно наружного и внутреннего воздуха, кг / м³;

g – ускорение свободного падения, м / с².

Расчетное располагаемое естественное давление определяется для температуры наружного воздуха + 5 °С [5], так как считается, что при более высокой температуре наружного воздуха естественное давление становится незначительным и проветривание помещений осуществляется путем открывания форточек (оконных проемов).

Плотность внутреннего воздуха определяется по расчетной температуре внутреннего воздуха для холодного и переходного периодов года [5].

Если данное условие не выполняется, необходимо изменить сечение одного или нескольких участков системы и повторить расчет.

16. Производят увязку ответвлений. Методика увязки аналогична расчету участков основного направления. Потери давления от точки разветвления до конца ответвления должны быть равны потерям от этой же точки до конца магистрали. Для расчета ответвлений применяется способ последовательного подбора. Размеры сечений ответвлений считаются подобранными, если относительная невязка потерь не превышает 15 %, т.е.

$$\frac{\Delta P_{Mi} - \Delta P_{омв.и}}{\Delta P_{Mi}} \leq 15\%. \quad (56)$$

Для увязки ветвей можно предусматривать установку диафрагмы. Расчет диафрагм приводится в [14, 15].

Расчеты сводятся в табл. 14,15.

Таблица 14.

Таблица аэродинамического расчета

Номер участка	Материал воздухо-вода (канала)	Расход воздуха, L, м ³ / ч	Длина участка, λ, м	Сечение a × b, мм	Эквивал. диаметр, d _{эв} , мм	Скорость, V, м / с,
1	2	3	4	5	6	7

Окончание табл.14

Удельные потери давления, R _{уд} , кгс / м ² ·м,	Поправка на шероховатость, β	R _{уд} · λ · β, кгс / м ²	Динамич. давление P _д , кгс / м ² ,	Сумма коэф. местного сопротивления, ∑ζ	Z = ∑ζ · P _д кгс / м ²	Потери давления на участке (магистральной), Па
8	9	10	11	12	13	14

Таблица 15

Таблица коэффициентов местных сопротивлений

Номер участ-ка	Наименование местных сопротивлений	Эскиз	Коэффициент местного сопротивления	Сумма коэффиц. местных сопротивлений
1	2	3	4	5

4.2.15. Подбор вентиляционного оборудования.

Приточные системы.

1. *Воздухозаборные решетки*, нерегулируемые штампованные подбираются исходя из скорости воздуха в живом сечении не более 6 м/с. Решетка необходимого сечения выбирается из базовых решеток, размеры которых приводятся в [14, 15]. Коэффициент местного сопротивления решетки, отнесенный к скорости воздушного потока в шахте, равен 1,2.
2. *Воздухозаборная шахта*. Живое сечение шахты рассчитывается при скорости движения в ней 5—6 м/с.
3. *Фильтры* их подбор и техническая характеристика приведены в [13, 15].
4. *Калориферы*. Методика, и примеры расчета калориферных установок, технические данные калориферов приводятся в справочниках [13, 15]. Подбирая калориферные установки, необходимо обратить внимание на следующие вопросы. При теплоносителе — воде следует принимать, как правило, многоходовые калориферы и последовательное соединение по воде, как многоходовых, так и одноходовых калориферов. Допускается параллельное соединение рядов калориферов по воде при расположении их последовательно по ходу воздуха [5]. При теплоносителе — воде, подбирая калориферы, следует учитывать график изменения температуры в теплосетях.
5. *Вентиляторы* подбираются по сводным графикам и индивидуальным характеристикам по [13, 15] или по каталогам заводов-изготовителей. Учитывая неплотность воздуховодов, производительность вентиляторов согласно требованиям [5] рассчитывают по формуле

$$V_B = K \cdot V_{\text{вент}}, \quad (57)$$

где V_B — производительность вентилятора, м³/ч; $V_{\text{вент}}$ — количество необходимого вентиляционного воздуха, м³/ч; K — коэффициент, учитывающий материал и длину воздуховодов данной расчетной установки, $K=1,1$ для систем с воздуховодами из металла, длиной до 50 м; $K=1,15$ для систем с воздуховодами из других материалов, а также для систем с воздуховодами из металла длиной более 50 м.

Давление вентилятора определяют по выражению

$$P_B = 1,2(P_{\text{вр}} + P_{\text{ш}} + P_{\text{ф}} + P_{\text{к}} + P_{\text{м}}), \quad (58)$$

где $P_{\text{вр}}$ — сопротивление воздухозаборной решетки, $P_{\text{ш}}$ — сопротивление воздухозаборной шахты, $P_{\text{ф}}$ — фильтров, $P_{\text{к}}$ — калориферной установки, $P_{\text{м}}$ — сети приточных воздуховодов, Па.

6. Приточные и вытяжные решетки.

По известному количеству приточного и вытяжного воздуха выбираются ориентировочные площади поперечного сечения приточных решеток для каждого помещения:

$$F = \frac{L}{3600 \cdot g}, \quad (59)$$

где F – площадь живого сечения решетки, м^2 ;

L – расход воздуха в решетке, $\text{м}^3/\text{ч}$;

g – скорость воздуха в решетке, принимаемая для приточных решеток до 2 м/с, для вытяжных решеток не более 3 м/с.

Ориентировочные размеры решеток записываются в таблицу 16.

Таблица 16.

Размеры жалюзийных решеток

№ пп.	Наименование помещения	Расчетный воздухообмен, $\text{м}^3/\text{ч}$		Расчетные сечения жалюзийных решеток, F , $\text{м}^2/a \times b$, мм	
		Приток	Вытяжка	для притока	для вытяжки
1	2	3	4	5	6

Вытяжные системы.

1. *Вытяжная шахта* рассчитывается исходя из скорости движения воздуха в шахте 5—6 м/с.

2. *Дефлектор*. Номер дефлектора выбирается по размеру шахты. Нормируемые размеры шахт и соответствующие им номера дефлекторов приведены [13, 14, 15].

3. *Вентиляторы*. Давление вентилятора определяют по выражению

$$P_v = 1.2(P_m - P_{\text{ш}} + P_d), \quad (60)$$

где P_m , — сопротивления сети вытяжных воздуховодов, $P_{\text{ш}}$ — вытяжной шахты, P_d — дефлектора, Па.

4.2.16. Краткие указания по монтажу и эксплуатации системы отопления и вентиляции в пояснительной записке должны содержать сведения по монтажу, испытанию, приемке и эксплуатации запроектированных систем отопления и вентиляции, порядок отключения и опорожнения системы отопления, отдельных ее частей для выполнения ремонтных работ, возможность регулирования их тепловой мощности, эксплуатации систем вентиляции.

4.2.17. Заключение. В кратких выводах по принятым в работе решениям необходимо показывать их новизну, соответствие достигнутому уровню развития науки и техники.

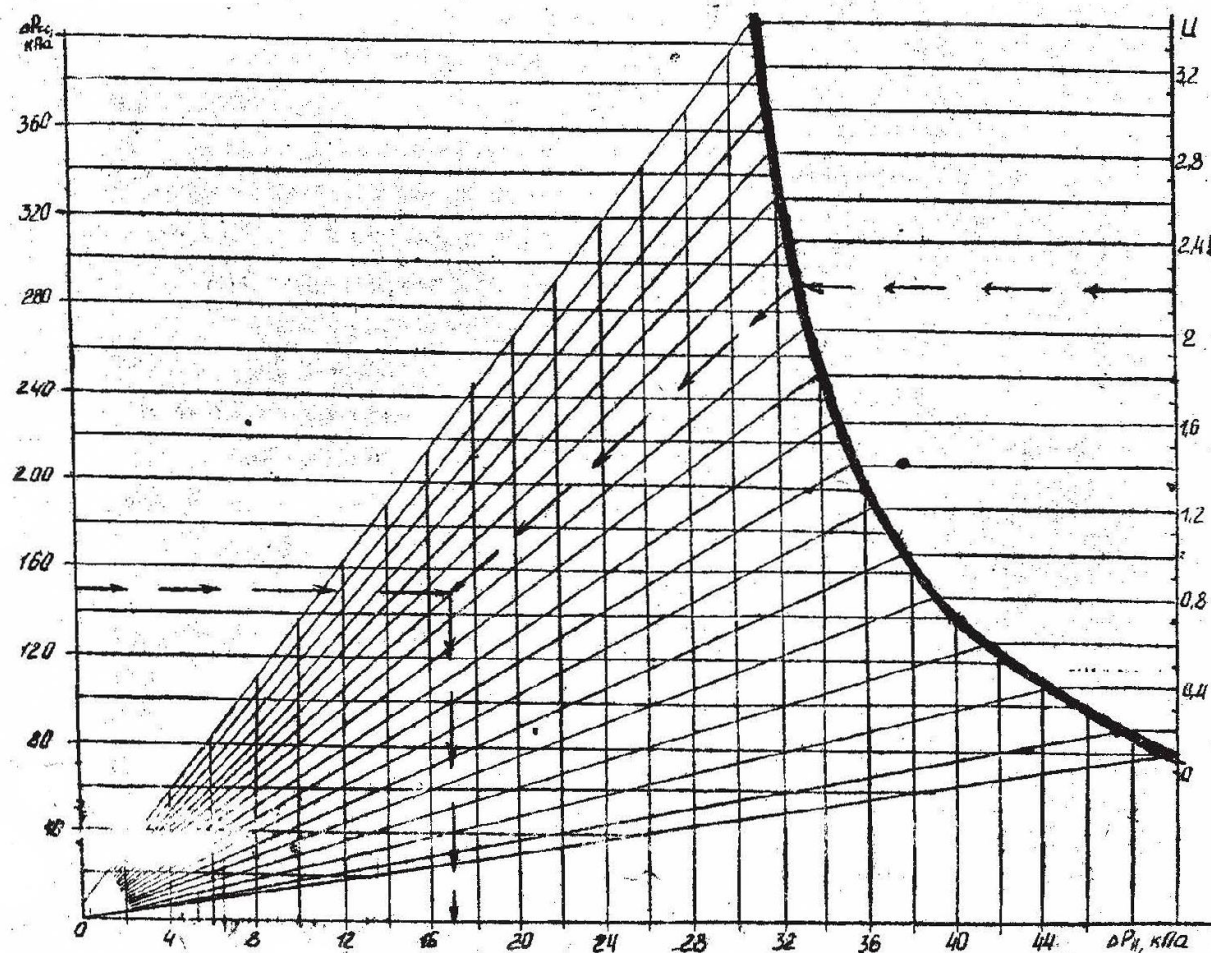
Литература.

1. Теплогазоснабжение и вентиляция [Электронный ресурс] : Учебное пособие / Штокман Е.А., Карагодин Ю.Н. - М. : Издательство АСВ, 2013. - <https://www.studentlibrary.ru/ru/pages/catalogue.html/> Авторы Штокман Е.А., Карагодин Ю.Н. Издательство АСВ Год издания 2013 Прототип : Электронное издание на основе: Теплогазоснабжение и вентиляция: Учебное пособие. - М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2013. - 176 с. - ISBN 978-5-93093-737-4.
2. Газоснабжение: учебник для студентов вузов по специальности "Теплогазоснабжение и вентиляция" [Электронный ресурс] / Жила В.А. - М. : Издательство АСВ, 2014."- <https://www.studentlibrary.ru/ru/pages/catalogue.html/> Авторы Жила В.А. Издательство АСВ Год издания 2014 Прототип: Электронное издание на основе: Газоснабжение: учебник для студентов вузов по специальности "Теплогазоснабжение и вентиляция" / В.А. Жила. - М.: Изд-во АСВ, 2014. - 368 с. - ISBN 978-5-4323-0023-2.
3. Отопление [Электронный ресурс] : Учеб. для вузов / Махов Л.М. - М. : Издательство АСВ, 2019. - <https://www.studentlibrary.ru/ru/pages/catalogue.html/> Авторы Махов Л.М. Издательство АСВ Год издания 2019 Прототип: Электронное издание на основе: Отопление. Учеб. для вузов: - М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2019. - 400 с. - ISBN 978-5-93093-961-3.
4. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование : учеб. пособие для вузов / Б. М. Хрусталева [и др.] ; под общ. ред. Б. М. Хрусталева .— 3-е изд, испр. и доп. — М. : АСВ, 2008 .— 784 с. : ил. — На обл. и корешке указ. три авт. — Библиогр. в конце гл. — ISBN 978-5-93093-394-9 (в пер.) : 627,00.
5. Каменев, П. Н. Вентиляция : учебник для вузов / П. Н. Каменев, Е. И. Тертичник .— М. : АСВ, 2008 .— 616 с. : ил. — Библиогр. в конце кн. — ISBN 978-5-93093-436-6 (в пер.) .
6. Еремкин А.И.Тепловой режим зданий/А.И.Еремкин, Т.И.Королева. - М. : Издательство АСВ,2008.-368с. - Библиогр. в конце кн.-ISBN 5-93093-040-6 : 92.00.
7. Бухаркин, Е.Н. Инженерные сети: Оборудование зданий и сооружений : Учебник для вузов / Е.Н.Бухаркин,В.В.Кушнiryк,В.М.Овсянников и др.;Под.ред.Ю.П.Соснина .— М. : Высш.шк., 2001 .— 415с. : ил. — Библиогр.в конце кн. — ISBN 5-06-003827-0 : /В пер./:84р.
8. Музалевская, Г.Н. Инженерные сети городов и населенных пунктов : учеб.пособие для вузов / Г.Н.Музалевская .— М. : АСВ, 2006 .— 148с. : ил. — Библиогр.в конце кн. — ISBN 5-93093-424-X : 170.51.
9. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Кн.1. Отопление и теплоснабжение / Р. В. Щекин [и др.] .— 4-е изд., перераб. и доп. — Киев : Будівельник, 1976 .— 414 с. : ил. — ISBN /В пер./ : 1.99.
10. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства : Ч.1. Отопление / В.Н.Богословский [и др.] ; под ред. И. Г. Старовойтова, Ю. И. Шиллера .— 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Стройиздат, 1990 .— 343 с. : ил. — (Справочник проектировщика) .— ISBN 5-274-000523-3 /в пер./ : 4.00.

Приложения.

Приложение 1

Перепад давлений после элеватора ΔP_H



$$\Delta P_H = \frac{\Delta P_{T.c}}{1.4 \left(1 + \frac{U}{1 + \frac{\Delta Q_T}{Q_{34}}} \right)^2}$$

где ΔQ_T — потери
тепла трубопрово-
дами в неотаплива-
емых помещениях,
определяемые рас-
четом или принима-
емые по формуле

$$\Delta Q_T = 0.1 Q_{34}$$

Приложение 2

Значение коэффициента β_3 , учитывающего остывание воды в открыто проложенных трубопроводах систем водяного отопления (насосная циркуляция)

а) однотрубные системы с верхней разводкой

Число этажей в здании	β_3 для рассчитываемого отопительного прибора на этаже					
	1	2	3	4	5	6
3	1,04	1	1	-	-	-
4	1,04	1,03	1	1	-	-
5	1,04	1,03	1	1	-	-
6	1,05	1,04	1,03	1	1	1

б) двухтрубные системы

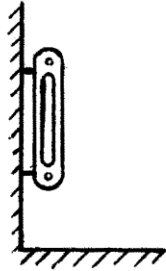
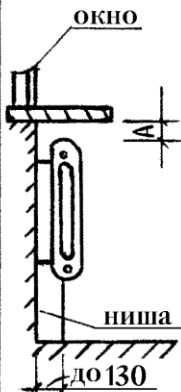
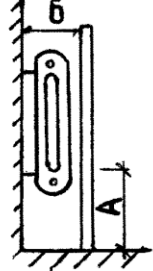
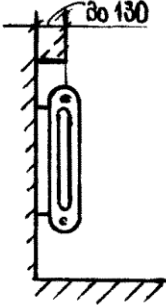
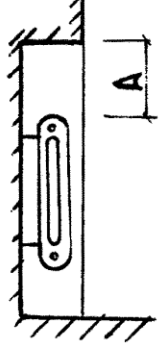
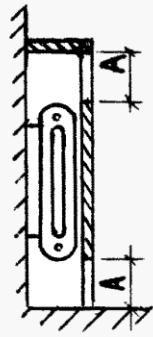
Число этажей в здании	β_3 для рассчитываемого отопительного прибора на этаже			
	1	2	3	4
2 3	Верхняя разводка			
	1,05 1,05	1 1,03	- 1	- -
2 3 4	Нижняя разводка			
	1	1,05	-	-
	1	1	1,05	-
	1	1	1,05	1,1

г) однотрубные системы с нижней разводкой

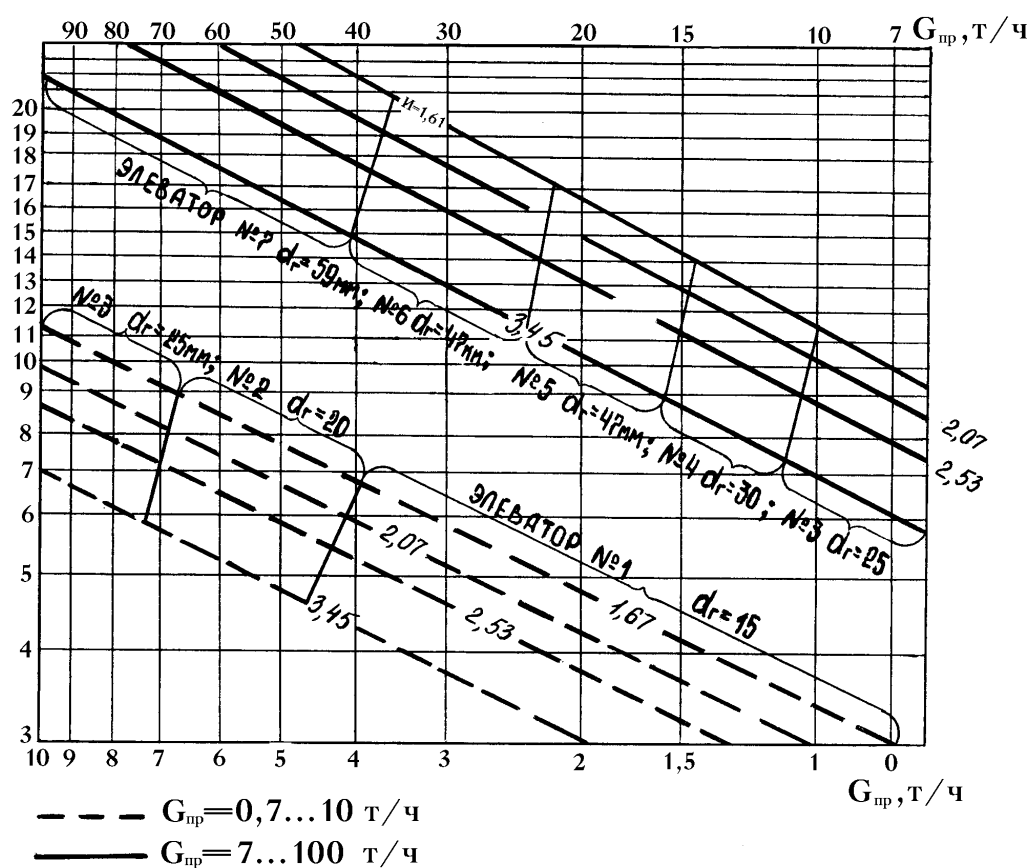
Число последовательно со- единенных приборов	β_3 для рассчитываемого прибора по ходу воды																	
	1-2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
3	1	1,04	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
4	1	1,03	1,04	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
5	1	1,02	1,03	1,04	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
6	1	1	1,02	1,03	1,04	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
7	1	1	1	1,02	1,03	1,04	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
8	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
9	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
10	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,03	1,04	-	-	-	-	-	-	-	-	
11	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04	-	-	-	-	-	-	-	
12	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,03	1,04	1,04	-	-	-	-	-	-	
13	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,03	1,04	1,04	-	-	-	-	-	
14	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,03	1,03	1,04	1,04	-	-	-	-	
15	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,04	1,04	-	-	-	
16	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,02	1,03	1,03	1,04	1,04	-	-	
17	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,02	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04	-	
18	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,03	1,03	1,04	1,04	1,04	1,04	

Приложение 3

Значения коэффициента β_4 , учитывающего способ установки прибора в помещении и его укрытие

Эскиз	A, мм	β_2	Эскиз	A, мм	β_2	Эскиз	A, мм	β_2
	—	1		40 80 100	1,11 1,07 1,06		0,8Б	0,9
	—	1		40 80 100	1,05 1,03 1,02		130 130*	1,2 1,4 *Щели закры- ты решеткой

Приложение 4
Номограмма для подбора элеватора



Приложение 5
Техническая характеристика элеватора ВТИ – теплосети Мосэнерго

Номер элева- тора	Размеры, мм									Масса элева- тора, кг
	d _Г	L	A	C	d ₁	d ₂	d ₃	Длина сопла		
								полная	сменная часть	
1	15	425	90	110	37	51	51	110	55	10
2	20							100	45	
3	25	625	135	155	49	70	82	145	50	15
4	30							135	40	
5	35							125	30	
6	47	720	180	175	80	100	100	175	60	23
7	59							155	40	