

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования

«КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

В.К. ИЛЬИН, А.М. ГУСЯЧКИН

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЮ ПРЕДПРИЯТИЙ

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

Казань 2018

УКД 631.3 (075.8)

ББК 31.38

И46

Рецензенты:

И46 **Ильин В.К., Гусячкин А.М.**

Курсовое проектирование по теплоснабжению предприятий / В.К. Ильин, А.М. Гусячкин. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2018. – 150 с.

В пособии рассмотрены основы проектирования систем теплоснабжения производственных зданий предприятий.

Предназначено для студентов 3-го, 4-го курсов очной формы обучения и студентов 4-го, 5-го курсов заочной формы обучения по образовательной программе «Энергообеспечение предприятий» направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», изучающих дисциплину «Основы проектирования систем теплоснабжения». А также для магистров 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» по образовательной программе «Энергообеспечение предприятий», изучающих дисциплину «Проектирование тепловых сетей».

УКД 631.3 (075.8)

ББК 31.38

© Ильин В.К., Гусячкин А.М., 2018

© Казанский государственный энергетический университет, 2018

1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

1.1. Цель и задачи курсового проектирования

Курсовой проект по теплоснабжению предприятий ставит своей целью:

- закрепление студентами полученных теоретических знаний;
- формирование способностей самостоятельно решать конкретные инженерные задачи, пользоваться справочной и учебной литературой;
- приобретение практических навыков по основам расчета и проектирования систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения (ГВС) и пароснабжения предприятий; определению тепловых нагрузок конкретного предприятия; выбору систем теплоснабжения и источников теплоты, подбору основного и вспомогательного оборудования.

Эта цель достигается путем решения каждым студентом индивидуальных задач по определению тепловых нагрузок предприятий; выбору и разработке систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и тепловых сетей предприятий; составлению рабочих чертежей отопления, вентиляции, ГВС производственных помещений, схем и планов теплоснабжения; подбору основного и дополнительного оборудования.

В результате выполнения курсового проекта у студента формируются:

- способность к самоорганизации и самообразованию;
- способность участвовать в сборе и анализе исходных данных для проектирования энергообъектов и их элементов в соответствии с нормативной документацией;
- способность проводить расчеты по типовым методикам, проектировать элементы систем теплоснабжения с использованием стандартных средств автоматизации проектирования в соответствии с техническим заданием.

1.2. Объем и структура курсового проекта

Курсовой проект должен состоять из расчетно-пояснительной записки объемом 25...35 страниц рукописного текста и графической части в объеме двух листов формата А1.

Пояснительная записка должна содержать следующие обязательные части в указанных ниже последовательности и объеме:

- титульный лист – 1 страница;
- задание и исходные данные курсового проекта – 2 страницы;
- аннотация – 0,5 страницы;

- оглавление – 1 страница;
- введение – 1 страница;
- основная часть пояснительной записки – 23–27 страниц;
- заключение – 1 страница;
- список использованной литературы – 1 страница.

1.3. Краткое содержание проекта

Титульный лист является первой страницей пояснительной записки. Номер страницы на титульном листе не ставится.

Задание и исходные данные курсового проекта выдаются кафедрой каждому студенту с указанием даты выдачи задания и сдачи курсового проекта. Задание является второй страницей пояснительной записки, номер страницы на задании не ставится.

В аннотации приводятся сведения о структуре и объеме курсового проекта, краткое содержание его разделов. Аннотация заканчивается указанием количества таблиц, иллюстраций, библиографического списка (использованных литературных источников), приложений.

В оглавлении последовательно перечисляются заголовки разделов, пунктов и подпунктов и т.д. и указываются номера страниц, на которых они помещены. Оглавление помещается перед основной частью записки.

Во введении излагается актуальность поставленных в курсовом проекте цели и задач, их значение для функционирования и развития предприятий.

Основная часть курсового проекта выполняется в соответствии с заданием.

В заключении должна содержаться оценка проведенных технологических и технических расчетов. Заключение должно быть кратким и отображать эффективность проектируемых мероприятий.

В список использованной литературы включаются все использованные источники. Литературные источники следует располагать в списке в порядке первого появления ссылок на них в тексте.

1.4. Указания по оформлению курсового проекта

Пояснительная записка должна быть написана на одной стороне нелинованной бумаги формата А4 черными, фиолетовыми или синими чернилами.

Каждый лист записки должен иметь рамку, отстоящую на 5 мм от края листа сверху, справа и снизу и 25 мм слева. Номера листов проставляются арабскими цифрами в правом нижнем углу в угловом штампе.

Каждый раздел рекомендуется начинать с новой страницы. Внизу в правой части первой страницы основных разделов помещается основная надпись (большой угловой штамп). Разделы нумеруют арабскими цифрами с точкой. Название раздела пишут прописными буквами, точку в конце названия не ставят. Расстояние между заголовком и последующим текстом должно быть не менее 10 мм. Перенос слов в заголовке не допускается.

Разделы разбивают на подразделы, последние, в свою очередь, на пункты. Номер подраздела состоит из номеров раздела и подраздела (например, третий подраздел первого раздела – 1.3); номер пункта – номеров раздела, подраздела и пункта. Например, второй пункт третьего подраздела первого раздела – 1.3.2. Название подразделов и пунктов пишется строчными буквами (кроме первой прописной). Расстояние от конца текста до заголовка должно составлять 15 мм.

Каждый пункт текста и заголовок подразделов начинают с абзаца.

Не допускается применять сокращенные слова в тексте и подписях под иллюстрациями, кроме установленных правилами русской орфографии, пунктуации, а также соответствующими государственными стандартами.

Аннотация, оглавление, введение, основная часть записки, заключение, список литературы должны начинаться с нового листа и иметь соответствующие заголовки, написанные прописными буквами.

Все иллюстрации (схемы, рисунки, графики и т. д.) именуют рисунками и нумеруют. Каждый рисунок следует сопровождать подписью. Её располагают под рисунком в одной строке с номером рисунка.

Таблицы также нумеруют. Слово «Таблица» и её номер размещают слева в одной строке с заголовком таблицы (см., например, с. 8).

Формулы нумеруют арабскими цифрами, заключенными в круглые скобки. Номер ставят с правой стороны листа, на уровне формулы. Номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы в этом разделе.

Ссылка в тексте пояснительной записки на формулу имеет вид «...в формуле (1.2)...». Экспликацию значений символов и числовых коэффициентов приводят под формулой. Начинается она со слова «где», за которым следуют символы и коэффициенты в порядке записи их в формуле (см., например, с. 7).

Цифра в квадратных скобках означает порядковый номер литературы в прилагаемом списке, из которой взята эта формула (ссылка на литературный источник).

В списке литературы каждый литературный источник начинается с красной строки. Название книги следует приводить в таком виде, в каком оно дано на титульном листе с указанием повторности издания. Далее указываются место издания полностью (сокращение допускается только для городов: Москва – М., Санкт-Петербург – СПб.), издательство в сокращенном виде, год издания и объем в страницах.

Ссылки в тексте на рисунки, таблицы, формулы следует давать по типу: рис. 1; табл. 2; формула (1).

Заголовки оглавления должны точно повторить нумерацию и заголовки текста. Каждый заголовок пишется с новой строки: заголовки разделов – прописными, подразделов, пунктов и т. д. – строчными буквами кроме первой буквы.

Графическая часть проекта должна выполняться с соблюдением требований ГОСТ 21.602-2016 , ГОСТ 21.705-2016 , ГОСТ 21.205-2016 , ГОСТ 21.206-2012.

2. ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

В производственных помещениях теплота расходуется на поддержание параметров микроклимата (температура, влажность, состав и скорость движения воздуха) в соответствии с санитарными требованиями; на горячее водоснабжение и технологические нужды.

В основную часть расчетно-пояснительной записки рекомендуется включить следующие разделы: описание объекта проектирования; теплотехнический расчет ограждающих конструкций; расчет теплопотерь через наружные ограждения; расчет воздухообмена; выбор систем отопления и вентиляции; расчет трубопроводов отопительной системы; аэродинамический расчет системы воздухопроводов; расчет и выбор основного оборудования систем отопления и вентиляции; расчет расхода теплоты на горячее водоснабжение; расчет расхода пара и теплоты на технологические нужды; определение годового расхода теплоты и топлива.

В графической части следует выполнить планы и схемы проектируемых систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения или теплоснабжения предприятия; элементов этих систем. При этом должны соблюдаться требования ГОСТ 21.602-2016 и ГОСТ 21.705-2016.

2.1. Описание объекта проектирования

Этот подраздел курсового проекта должен содержать план производственного здания; описание назначения помещений здания; перечень установленного оборудования и его характеристики; характеристики ограждающих конструкций, их размеры и др. или план и характеристику предприятия.

2.2. Теплотехнический расчет ограждающих конструкций

Цель расчета – определить приведенные сопротивления теплопередаче элементов ограждающих конструкций, сравнить их с нормируемыми значениями для данного региона в соответствии с требованиями СП 50.13330.2012 «Тепловая защита зданий» [1]. Приведенные сопротивления теплопередаче отдельных ограждающих конструкций должны быть не меньше нормируемых значений.

Термическое сопротивление R , $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$, однослойной ограждающей конструкции следует определять по формуле:

$$R = \delta / \lambda, \quad (2.1)$$

где δ – толщина слоя, м; λ – расчетный коэффициент теплопроводности материала слоя, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$, принимаемый по табл. 2.1 в зависимости от условий эксплуатации.

Таблица 2.1

Теплотехнические показатели некоторых строительных материалов и конструкций [1]

Материал	Плотность $\text{кг}/\text{м}^3$	Расчетные коэффициенты теплопроводности λ , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$, при условиях эксплуатации	
1	2	3 (А)	4 (Б)
Цементно-песчаный раствор	1800	0,76	0,93
Раствор сложный (песок, известь, цемент)	1700	0,70	0,87
Кирпичная кладка из сплошного кирпича			
Глиняный обыкновенный	1800	0,70	0,81
Силикатный	1800	0,76	0,87
Кирпичная кладка из кирпича пустотного			
Керамический	1600	0,58	0,64
	1400	0,52	0,58
Силикатный	1500	0,70	0,81
	1400	0,64	0,76
Конструкционные и конструкционно-теплоизоляционные материалы			
Железобетон	2500	1,92	1,98
Бетон на гравии или щебне из природного камня	2400	1,74	1,86
Туфобетон	1800	0,87	0,99
Керамзитобетон на керамзитовом песке	1800	0,80	0,92
Керамзитобетон беспесчаный	700	0,145	0,155
Полистиролбетон на портландцементе	600	0,175	0,20
Газо- и пенобетон на цементном вяжущем	1000	0,38	0,49
Сосна и ель поперек волокон	500	0,14	0,18
Рубероид, пергамин, толь	600	0,17	0,17
Картон строительный, фанера	650	0,15	0,18
Засыпки			
Гравий керамзитовый	600	0,17	0,19
Гравий шунгизитовый	700	0,18	0,21
Песок для строительных работ	1600	0,47	0,58

Окончание табл. 2.1

Теплоизоляционные материалы			
1	2	3	4
Плиты минераловатные из каменного волокна	180	0,045	0,048
то же	140–175	0,043	0,046
то же	80–125	0,042	0,045
то же типа «Rockwool»	140	–	0,036
Плиты из стеклянного штапельного волокна	85	0,046	0,05
	75	0,042	0,047
	60	0,04	0,045
	50	0,041	0,045
Плиты из пенополистирола	10–12	0,044	0,05
	12–14	0,043	0,049
	14–15	0,042	0,048
	17–20	0,040	0,046
Экструдированный пенополистирол	25–30	0,030	0,031
Плиты из пенопласта	90	0,053	0,073
	50	0,045	0,064
Пенополиуретан	80	0,042	0,050
	60	0,036	0,041
Перлитопластбетон	200	0,052	0,06
	100	0,041	0,05

Влажностный режим помещений зданий в холодный период года в зависимости от относительной влажности и температуры внутреннего воздуха следует устанавливать по табл. 2.2.

Таблица 2.2

Влажностный режим помещений в холодный период года в зависимости от относительной влажности и температуры внутреннего воздуха [1]

Режим	Влажность внутреннего воздуха, %, при температуре, °С		
	до 12	от 12 до 24	свыше 24
Сухой	до 60	до 50	до 40
Нормальный	свыше 60 до 75	свыше 50 до 60	свыше 40 до 50
Влажный	свыше 75	свыше 60 до 75	свыше 50 до 60
Мокрый	–	свыше 75	свыше 60

Условия эксплуатации ограждающих конструкций А или Б в зависимости от влажностного режима помещений и зон влажности района строительства, необходимые для выбора теплотехнических показателей материалов наружных ограждений, следует устанавливать по табл. 2.3. Зоны влажности территории России следует принимать по СП 131.13330 [2].

Таблица 2.3

Условия эксплуатации ограждающих конструкций в зависимости от влажностного режима помещений и зон влажности [1]

Влажностный режим помещения	Условия эксплуатации А и Б в зонах влажности		
	сухая	нормальная	влажная
Сухой	А	А	Б
Нормальный	А	Б	Б
Влажный, мокрый	Б	Б	Б

Термическое сопротивление ограждающей конструкции R_k , $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, с последовательно расположенными однородными слоями следует определять как сумму термических сопротивлений отдельных слоев:

$$R_k = R_1 + R_2 + \dots + R_n, \quad (2.2)$$

где $R_1, R_2, \dots, R_n$ – термические сопротивления отдельных слоев ограждающей конструкции, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, определяемые по формуле (2.1).

Условное сопротивление теплопередаче R_o , $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, однородной однослойной или многослойной ограждающей конструкции с однородными слоями следует определять по формуле

$$R_o = R_B + \sum_{i=1}^{i=m} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + R_H, \quad (2.3)$$

где $\sum_{i=1}^{i=m} \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – сумма термических сопротивлений теплопередаче отдельных слоев m -слойного ограждения толщиной δ_i , м, выполненных из материалов с теплопроводностью λ_i , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ (значения λ для некоторых строительных материалов приведены в табл. 2.1); R_H – термическое сопротивление теплоотдаче наружной поверхности ограждения, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$; $R_H = 1/\alpha_H$, α_H – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающих конструкций, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Можно принять для наружных стен и бесчердачных покрытий $R_H = 0,043 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, для перекрытий чердачных

и над отапливаемыми подвалами со световыми проемами в стенах $R_H = 0,086 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, для перекрытий над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах $R_H = 0,172 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$; R_B – термическое сопротивление тепловосприятию внутренней поверхности ограждения, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$; $R_B = 1/\alpha_B$, α_B – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающих конструкций, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Для стен, полов, гладких потолков, потолков с выступающими ребрами при отношении высоты h ребер к расстоянию a между гранями соседних ребер $\frac{h}{a} = 0,3$ $R_B = 0,115 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Полы, расположенные непосредственно на грунте, считаются неутепленными, если они состоят из нескольких слоев материалов, теплопроводность каждого из которых $\lambda \geq 1,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$. Утепленными считают полы, утепляющий слой которых имеет теплопроводность $\lambda_{y.c} < 1,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ [1].

Сопротивление теплопередаче неутепленных полов $R_{H.п.}$, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, вычисляются по зонам – полосам шириной 2 м, параллельным наружным стенам (рис. 2.1), которые составляют: для первой зоны – 2,15, для второй – 4,3, для третьей – 8,6, для остальной площади пола – 14,2. Площадь участков пола, примыкающих к углам в первой двухметровой зоне, вводится в расчет дважды, т.е. по направлению обеих наружных стен, образующих угол.

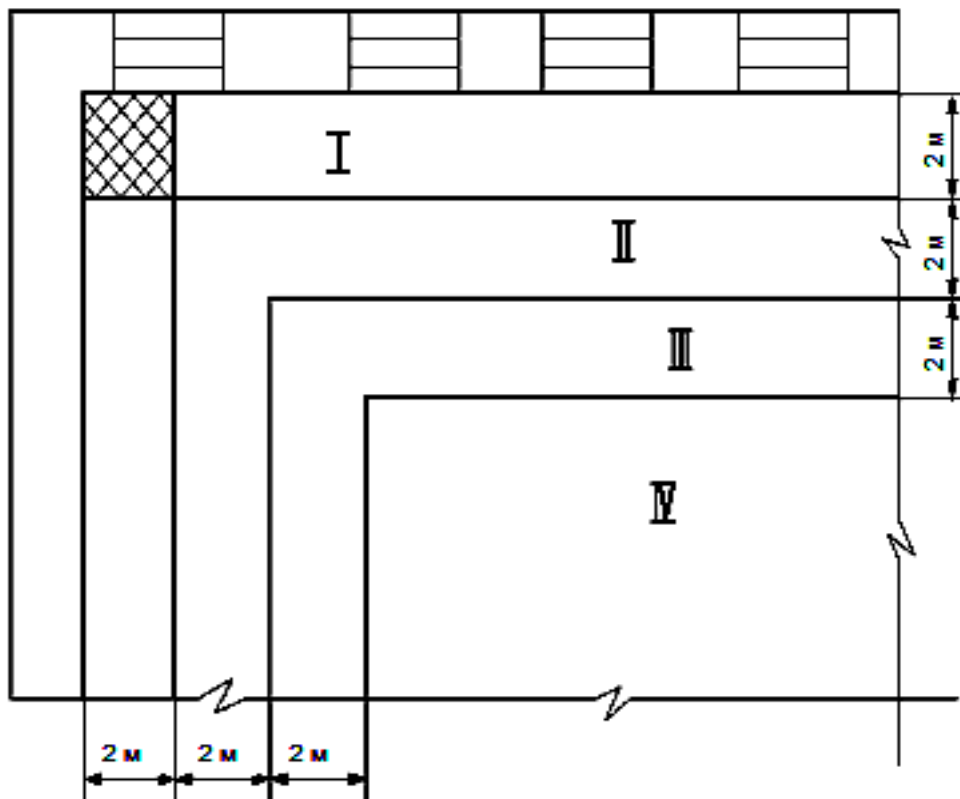


Рис. 2.1. Расположение зон для расчета потерь теплоты через неутепленные полы

Сопротивление теплопередаче полов, расположенных на лагах [1]:

$$R_{\text{л}} = 1,18(R_{\text{н.п}} + \delta_{\text{у.с}}/\lambda_{\text{у.с}}). \quad (2.6)$$

Значения сопротивлений теплопередаче для оконных проемов приведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4

Термическое сопротивление R_0 окон в деревянных и пластмассовых переплетах [1] и дверей

Заполнение светопроемов	$R_0, \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$
Одинарное остекление	0,17
Однокамерный стеклопакет с заполнением воздухом и расстоянием между стеклами: 12 мм	0,34
16 мм	0,35
Два стекла в спаренных переплетах	0,34
Два стекла в раздельных переплетах	0,38
Двухкамерный стеклопакет с заполнением воздухом и расстоянием между стеклами: 10 и 10 мм	0,46
14 и 14 мм	0,50
Три стекла в раздельно-спаренных переплетах	0,55
Стекло и однокамерный стеклопакет в раздельных переплетах	0,56
Стекло и двухкамерный стеклопакет в раздельных переплетах	0,68
Два однокамерных стеклопакета в спаренных переплетах	0,7
Два однокамерных стеклопакета в раздельных переплетах	0,76
Наружные двери и ворота деревянные	0,215
То же двойные	0,43

Нормируемое значение приведенного сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции $R_0^{\text{норм}}$, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$, следует определять по формуле [1]

$$R_0^{\text{норм}} = R_0^{\text{тр}} \cdot m_p, \quad (2.7)$$

где m_p – коэффициент, учитывающий особенности региона. В расчете по формуле (2.7) принимается равным 1; $R_0^{\text{тр}}$ – базовое значение требуемого сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$, следует принимать в зависимости от градусо-суток отопительного периода ГСОП $^\circ\text{С} \cdot \text{сут}/\text{год}$, по табл. 2.5 или определить по формуле [1]

$$R_o^{TP} = a \cdot \text{ГСОП} + b, \quad (2.8)$$

где ГСОП – градусо-сутки отопительного периода, °С·сут/год, для конкретного пункта; a , b – коэффициенты, значения которых следует принимать по данным табл. 2.5 для соответствующих групп зданий.

Таблица 2.5

Базовые значения требуемого сопротивления теплопередаче
ограждающих конструкций [1]

Здания и помещения, коэффициенты a и b	Градусо-сутки отопительного периода ГСОП, °С · сут/год	Базовые значения требуемого сопротивления теплопередаче R_o^{TP} , м ² · °С/Вт, ограждающих конструкций				
		Стена	Покрытия и перекрытия над проездами	Перекрытия чердачные, над неотапливаемыми подвалами	Окна и балконные двери, витрины и витражи	Фонари
1	2	3	4	5	6	7
1. Жилые, лечебно-профилактические и детские учреждения, школы, интернаты, гостиницы	2000	2,1	3,2	2,8	0,3	0,3
	4000	2,8	4,2	3,7	0,45	0,35
	6000	3,5	5,2	4,6	0,6	0,4
	8000	4,2	6,2	5,5	0,7	0,45
	10000	4,9	7,2	6,4	0,75	0,5
	12000	5,6	8,2	7,3	0,8	0,55
a	—	0,00035	0,0005	0,00045	—	0,000025
b	—	1,4	2,2	1,9	—	0,25
2. Общественные, административные и бытовые, производственные и другие помещения с влажным режимом	2000	1,8	2,4	2,0	0,3	0,3
	4000	2,4	3,2	2,7	0,4	0,35
	6000	3,0	4,0	3,4	0,5	0,4
	8000	3,6	4,8	4,1	0,6	0,45
	10000	4,2	5,6	4,8	0,7	0,5
	12000	4,8	6,4	5,5	0,8	0,55
a	—	0,0003	0,0004	0,00035	0,00005	0,000025
b	—	1,2	1,6	1,3	0,2	0,25
3. Производственные с сухим и нормальным режимами*	2000	1,4	2,0	1,4	0,25	0,2
	4000	1,8	2,5	1,8	0,3	0,25
	6000	2,2	3,0	2,2	0,35	0,3
	8000	2,6	3,5	2,6	0,4	0,35
	10000	3,0	4,0	3,0	0,45	0,4
	12000	3,4	4,5	3,4	0,5	0,45
a	—	0,0002	0,00025	0,0002	0,000025	0,000025
b	—	1,0	1,5	1,0	0,2	0,15

Градусо-сутки отопительного периода (ГСОП) $^{\circ}\text{C} \cdot \text{сут}/\text{год}$, определяются по формуле

$$\text{ГСОП} = (t_{\text{в}} - t_{\text{от}}) \cdot z_{\text{от}}, \quad (2.9)$$

где $t_{\text{от}}$, $z_{\text{от}}$ – средняя температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$, и продолжительность, сут/год, отопительного периода, принимаемые по таблице 1 СП 131.13330.2012 [2] для периода со средней суточной температурой наружного воздуха не более 8°C , а при проектировании лечебно-профилактических, детских учреждений и домов-интернатов для престарелых не более 10°C ; $t_{\text{в}}$ – расчетная температура внутреннего воздуха здания, $^{\circ}\text{C}$, принимаемая по табл. 2.6.

Таблица 2.6

Температура и относительная влажность воздуха внутри здания для холодного периода года (по материалам ГОСТ 30494, ГОСТ 12.1.005)

Тип здания	Температура воздуха внутри здания, $^{\circ}\text{C}$		Допустимая относительная влажность воздуха, %
	оптимальная	допустимая	
Жилые, общественные и административно-бытовые здания	20...22 21*...23	18...24 20...24	60
Лечебные учреждения	20...22	18...24	60
Детские дошкольные учреждения	19...23	18...22	60
Помещения для занятий подвижным видом спорта	17...19	16...21	60
Производственные помещения с категорией работ:			
легкая	21...24	20...24	75
средней тяжести	17...20	15...23	75
тяжелая	16...18	13...19	75
Гаражи	10	–	75

По п. 5.1 СП 60.13330.2012 [3] при отоплении и вентиляции помещений (кроме помещений, для которых параметры микроклимата установлены другими нормативными документами) следует принимать, как правило, в холодный период года в обслуживаемой зоне жилых помещений температуру воздуха – минимальную из оптимальных температур, в общественных и административно-бытовых зданиях или в рабочей зоне производственных помещений температуру воздуха – минимальную из допустимых температур при отсутствии избытков явной теплоты в помещениях.

* В районах с расчетной температурой наиболее холодной пятидневки минус 31°C и ниже

Нормируемое приведенное сопротивление глухой части балконных дверей должно быть не менее чем в 1,5 раза выше нормируемого сопротивления теплопередаче светопрозрачной части этих конструкций.

Сопротивление теплопередаче $R_O^{ДВ}$, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, входных дверей и ворот должно быть не менее $0,6 R_O^{\text{норм}}$, где $R_O^{\text{норм}}$ – нормируемое значение сопротивления теплопередаче стен здания, определяемое из условия невыпадения конденсата на внутренней поверхности ограждающей конструкции по формуле [1]

$$R_O^{\text{норм}} = (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) / \Delta t_{\text{н}} \cdot \alpha_{\text{в}}, \quad (2.10)$$

$$R_O^{\text{ДВ}} = 0,6 \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) \Delta t_{\text{н}} \cdot \alpha_{\text{в}}, \quad (2.11)$$

где $\Delta t_{\text{н}}$ – нормируемый температурный перепад между температурой внутреннего воздуха $t_{\text{в}}$ и температурой внутренней поверхности $t_{\text{в}}$ ограждающей конструкции, $^\circ\text{C}$, принимаемый по табл. 2.7; $\alpha_{\text{в}}$ – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающих конструкций, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, принимаемый по табл. 2.8; $t_{\text{в}}$ – расчетная температура внутреннего воздуха, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{н}}$ – расчетная температура наружного воздуха в холодный период года, $^\circ\text{C}$, принимаемая равной средней температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92 [3].

Таблица 2.7

Нормируемый температурный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции [1]

Здания и помещения	Нормируемый температурный перепад, $\Delta t_{\text{н}}$, $^\circ\text{C}$, для		
	для наружных стен	для покрытий и чердачных перекрытий	для перекрытий над проездами, подвалами и подпольями
1. Жилые, лечебно-профилактические и детские учреждения, школы, интернаты	4,0	3,0	2,0
2. Общественные, административные и бытовые	4,5	4,0	2,5
3. Производственные с сухим и нормальным режимами	$t_{\text{в}} - t_{\text{п}}$, но не более 7	$0,8 t_{\text{в}} - t_{\text{п}}$, но не более 6	2,5
4. Производственные и другие помещения с влажным или мокрым режимом	$t_{\text{в}} - t_{\text{п}}$	$0,8 t_{\text{в}} - t_{\text{п}}$	2,5

Здесь t_p – температура точки росы, °С, при расчетной температуре t_b и относительной влажности внутреннего воздуха, принимаемым согласно СП 60.13330 [3] и нормам проектирования соответствующих зданий.

Таблица 2.8

Коэффициенты теплоотдачи внутренней поверхности
ограждающей конструкции [1]

Внутренняя поверхность ограждения	Коэффициент теплоотдачи α_v , Вт/(м ² · °С)
1. Стены, полы, гладкие потолки, потолки с выступающими ребрами при отношении высоты h ребер к расстоянию a , между гранями соседних ребер $h/a \leq 0,3$	8,7
2. Потолки с выступающими ребрами при отношении $h/a \leq 0,3$	7,6
3. Окна	8,0

2.3. Определение потерь теплоты здания
через наружные ограждения

Различают основные и добавочные теплопотери через ограждающие конструкции:

$$Q_{огр} = \sum Q_{осн} + \sum Q_{доб}, \quad (2.12)$$

где $\sum Q_{осн}$ – основные теплопотери через все строительные ограждающие конструкции здания (стены, потолок, пол, окна, двери и др.), Вт; $\sum Q_{доб}$ – добавочные теплопотери, Вт.

Основные потери теплоты через отдельную ограждающую конструкцию определяют по формуле [4]

$$Q_{осн} = kF(t_b - t_n)n = \frac{F}{R_o}(t_b - t_n)n, \quad (2.13)$$

где k – коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м² · °С); F – площадь ограждения, которая вычисляется с точностью до 0,1 м²; t_b – расчетная температура внутреннего воздуха, °С; t_n – расчетная температура наружного воздуха в холодный период года, °С, принимаемая равной средней температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92 [2]. R_o –

приведенное сопротивление теплопередаче, $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$, ограждения; n – коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности ограждения по отношению к наружному воздуху (табл. 2.9).

Таблица 2.9

Значения коэффициента n , учитывающего зависимость положения ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху

Ограждения	n
1. Наружные стены и покрытия (в том числе вентилируемые наружным воздухом), перекрытия чердачные (с кровлей из штучных материалов) и над проездами; перекрытия над холодными (без ограждающих стенок) подпольями в Северной строительной-климатической зоне	1
2. Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом; перекрытия чердачные (с кровлей из рулонных материалов); перекрытия над холодными (с ограждающими стенками) подпольями и холодными этажами в Северной строительной-климатической зоне	0,9
3. Перекрытия над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами в стенах	0,7 5
4. Перекрытия над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенными ниже уровня земли	0,4
Ограждения, отделяющие отапливаемые помещения от неотапливаемых, не сообщающихся с наружным воздухом	0,4

1. Для указанных ограждений, обращенных на север, восток, северо-восток и северо-запад, $\beta = 0,1$, на юго-восток и запад $\beta = 0,05$.

2. Для общественных, административно-бытовых и производственных зданий при наличии в помещении двух наружных стен и более соответственно $\beta = 0,05$ и $\beta = 0,1$ от теплопотерь через стены.

3. Для наружных дверей, не оборудованных воздушно-тепловыми завесами, при высоте здания H , м: $\beta = 0,27H$ для двойных дверей с тамбуром между ними; $\beta = 0,34H$ для двойных дверей без тамбура; $\beta = 0,42H$ для одинарных дверей от теплопотерь через эти двери и ворота.

4. Для наружных ворот, не оборудованных воздушно-тепловыми завесами, при наличии тамбура $\beta = 1$, без тамбура $\beta = 3$.

Основные и добавочные потери теплоты можно определить суммируя потери теплоты через отдельные ограждающие конструкции, Вт, с округлением до 10 Вт для помещений по формуле [4]

$$Q = A(t_p - t_{\text{exp}})(1 + \sum \beta)n / R. \quad (2.15)$$

Пример 2.1. Определите сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций подсобного помещения (рис. 2.2) и проверьте их соответствие нормируемым значениям. Определите расчётные теплотери через наружные ограждения.

Здание одноэтажное бесчердачное с плоской кровлей, имеет три наружные стены. Длина здания $L = 12$ м, ширина $B = 12$ м, высота боковых стен $H = 4$ м. Наружная дверь двойная деревянная с тамбуром высотой $h_{\text{дв}} = 2$ м, шириной $b_{\text{дв}} = 0,9$ м. Окна одинарные в деревянных переплетах с размерами: $h_{\text{ок}} = 1,4$ м, $b_{\text{ок}} = 2$ м. Конструкция стен: внутренняя штукатурка ц/п 15 мм, монолитный железобетон 300 мм, плиты из стеклянного штапельного волокна ($\rho = 60 \text{ кг/м}^3$) толщиной 100 мм и штукатурка ц/п толщиной 5 мм. Полы из полистиролбетона на портландцементе толщиной 150 мм. Конструкция кровли: железобетон 100 мм, плиты типа Rockwool 100 мм, гидроизоляционный ковёр из рубероида толщиной 6 мм.

Расчетные температуры воздуха: внутренняя $t_{\text{в}} = 18$ °С, наружная $t_{\text{н}} = -20$ °С. Продолжительность отопительного периода 209 суток, средняя температура наружного воздуха за отопительный период 4,9 °С. Относительная влажность внутреннего воздуха 68 %, зона влажности нормальная.

Решение. Приведенное сопротивление теплопередаче наружных стен $R_{\text{о}}^{\text{с}}$ и кровли $R_{\text{о}}^{\text{кр}}$ определяются по формуле (2.3). Теплопроводность материалов выбирается из табл. 2,3 (условия эксплуатации Б).

Сопротивление теплопередаче наружных стен $R_{\text{о}}^{\text{с}}$ и кровли $R_{\text{о}}^{\text{кр}}$ определяется по формуле (2.3):

$$R_{\text{в}} = 0,115 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}}, R_{\text{н}} = 0,043, \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}}. \text{ Тогда:}$$

$$R_{\text{о}}^{\text{с}} = 0,115 + \frac{0,3}{1,98} + \frac{0,1}{0,048} + \frac{0,02}{0,78} + 0,043 = 2,7168 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}};$$

$$R_{\text{о}}^{\text{кр}} = 0,115 + \frac{0,1}{1,98} + \frac{0,1}{0,036} + \frac{0,006}{0,17} + 0,043 = 3 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}}.$$

Сопротивление теплопередаче окон и двери определяются по табл. 2.4:

$$R_{\text{о}}^{\text{ок}} = 0,17 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}} \text{ и } R_{\text{о}}^{\text{дв}} = 0,43 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}}.$$

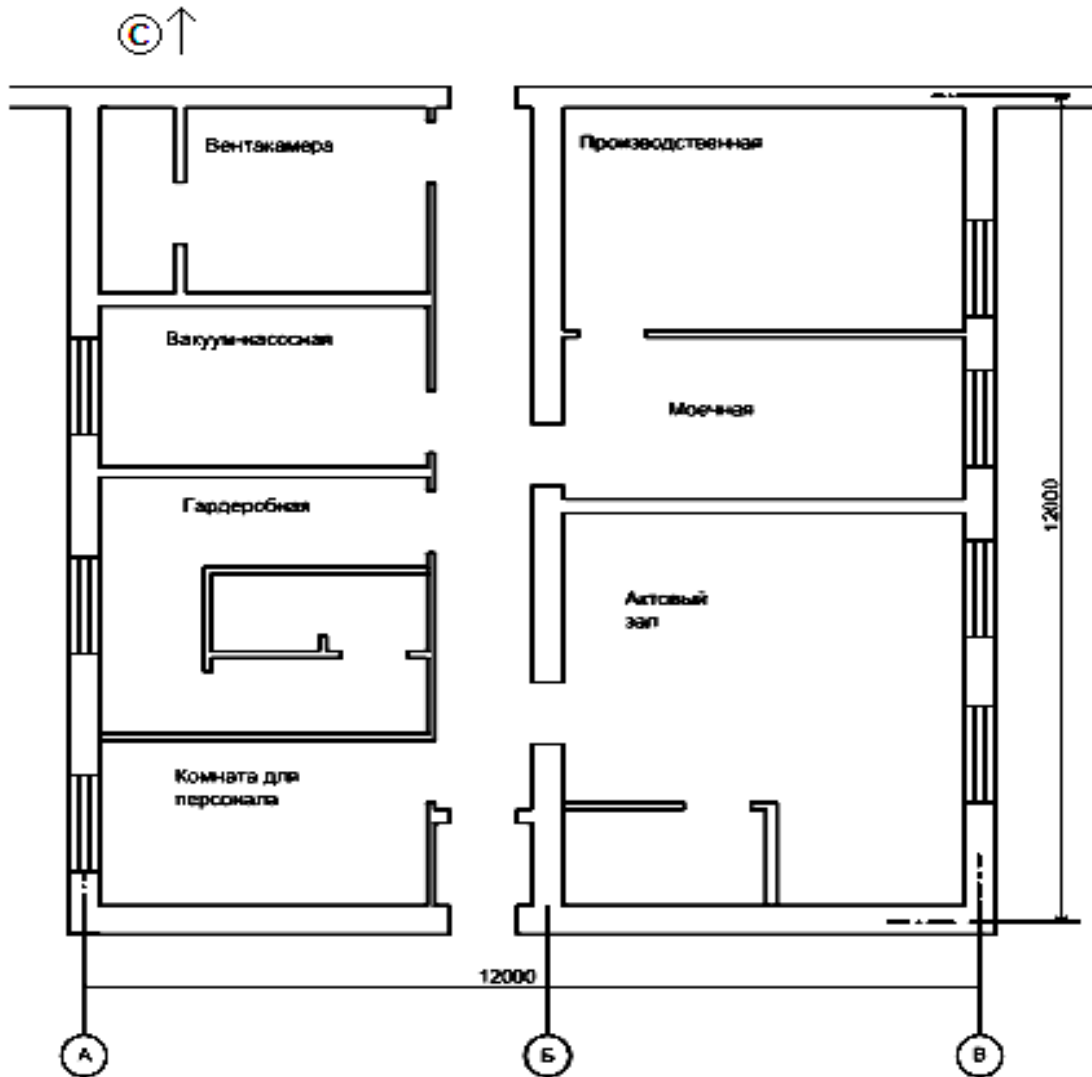


Рис. 2.2. План помещения

Для определения сопротивления теплопередаче полов, их площадь разбивается на зоны шириной 2 м вдоль наружных стен (рис. 2.3). Полы утепленные ($\lambda_{у.с} < 1,16 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$), поэтому сопротивление теплопередаче полов определяется по формуле (2.5). Учитывая, что значение сопротивления теплопередаче неутепленных полов, $R_{н.п.}$, $\text{м}^2 \cdot \text{°C/Вт}$, зависит от рассматриваемой зоны (для первой зоны – 2,15, для второй – 4,3, для третьей – 8,6, четвертая зона отсутствует), получим:

$$R_{\text{п}}^{\text{I}} = 2,15 + \frac{0,15}{0,2} = 2,9 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}};$$

$$R_{\text{п}}^{\text{II}} = 4,3 + \frac{0,15}{0,2} = 5,05 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}};$$

$$R_{\Pi}^{\text{III}} = 8,6 + \frac{0,15}{0,2} = 9,35 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}.$$

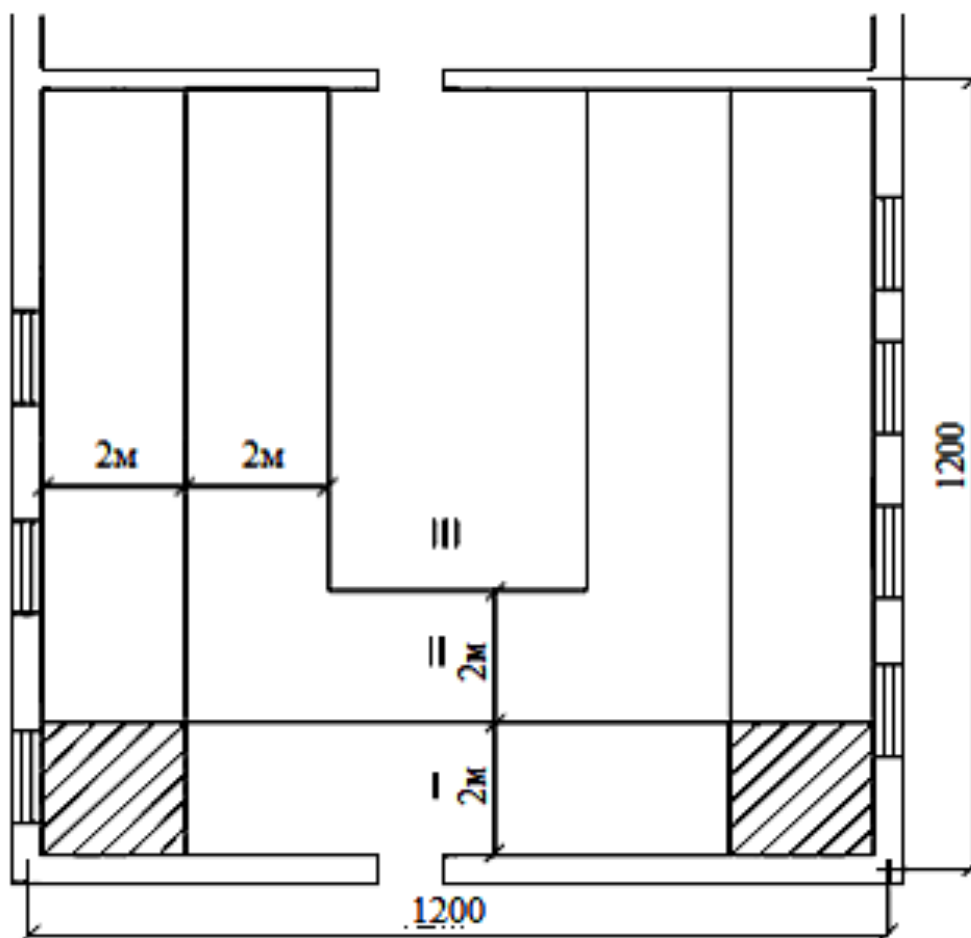


Рис. 2.3. Расположение зон для расчета потерь теплоты через полы

Нормируемые значения сопротивления теплопередаче наружных стен $R_o^{\text{НС}}$, кровли $R_o^{\text{НКР}}$ и окон $R_o^{\text{НОК}}$ определяем по формуле (2.8), а градусо-сутки отопительного периода (ГСОП), $^\circ\text{C} \cdot \text{сут}/\text{год}$ – по формуле (2.9). Подстановка исходных данных в формулу (2.9), позволяет получить

$$\text{ГСОП} = (18+4,9) 209 = 4786,1 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{сут}/\text{год}.$$

Коэффициенты a и b в формуле (2.8) определяются из табл. 2.6 стены – 0,0002 и 1,0, соответственно; покрытие – 0,00025 и 1,5; окна – 0,000025 и 0,2. Тогда

$$R_o^{\text{НС}} = 0,0002 \cdot 4786,1 + 1,0 = 1,96 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт};$$

$$R_o^{\text{НКР}} = 0,00025 \cdot 4786,1 + 1,5 = 2,7 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт};$$

$$R_o^{\text{НОК}} = 0,000025 \cdot 4786,1 + 0,2 = 0,32 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Нормируемое значение сопротивления теплопередаче наружной двери определяются по формуле (2.11), при $\Delta t_H = 7,0 \text{ }^\circ\text{C}$ (табл. 2.7), $\alpha_B = 8,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (табл. 2.8). Тогда

$$R_o^{\text{НДВ}} = 0,6(t_B - t_H) / \Delta t_H \cdot \alpha_B = 0,6(18 + 20) / 7 \cdot 8,7 = 0,37 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C/Вт}.$$

Следовательно, величины сопротивлений теплопередаче всех ограждающих конструкций, кроме окон, больше их нормируемых значений, поэтому предлагается заменить окна на однокамерный стеклопакет заполненный воздухом на расстоянии между стеклами 12 мм с $R_o^{\text{ок}} = 0,34 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$, что больше нормируемого значения.

Основные теплопотери через стены, окна, кровлю, двери и пол определяются по формуле (2.12).

Далее определяются площади отдельных ограждений. Площадь поверхности западной стены с учётом размещения на ней трёх окон:

$$F_{\text{ст}}^3 = L \cdot H - 3 \cdot h_{\text{ок}} \cdot b_{\text{ок}} = 12 \cdot 4 - 3 \cdot 1,4 \cdot 2 = 39,6 \text{ м}^2.$$

Площади остальных ограждающих конструкций определяются аналогично (приведены в табл. 2.10.)

Площадь первой зоны пола составляет (площадь участков пола, примыкающих к наружным углам, вводится в расчет дважды, рис. 2.2):

$$\begin{aligned} F_{\text{п}}^{\text{I}} &= \left(L - 2 \cdot \frac{\delta_{\text{ст}}}{2} \right) \cdot 2 + \left(B - 2 \cdot \frac{\delta_{\text{ст}}}{2} \right) \cdot 2 = \\ &= (12 - 0,42) \cdot 2 + (12 - 0,42) \cdot 2 \cdot 2 = 69,48 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Площадь второй зоны пола:

$$\begin{aligned} F_{\text{п}}^{\text{II}} &= \left(L - 2 \cdot \frac{\delta_{\text{ст}}}{2} - 4 \right) \cdot 2 + \left(B - 2 \cdot \frac{\delta_{\text{ст}}}{2} - 4 \right) \cdot 2 \cdot 2 = \\ &= (12 - 0,42 - 4) \cdot 2 + (12 - 0,42 - 4) \cdot 2 \cdot 2 = 45,48 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Площадь третьей зоны пола:

$$\begin{aligned} F_{\text{п}}^{\text{III}} &= \left(L - 2 \cdot \frac{\delta_{\text{ст}}}{2} - 8 \right) \cdot \left(B - 2 \cdot \frac{\delta_{\text{ст}}}{2} - 4 \right) = \\ &= (12 - 0,42 - 8) \cdot (12 - 0,42 - 4) = 27,4 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Результаты расчетов сведены в табл. 2.10.

Таблица 2.10

Результаты расчета потерь теплоты через наружные ограждения

№ п/п	Наружные ограждения				$Q_{\text{осн}},$ Вт	Доля добавки β	$Q_{\text{доб.}}$ Вт	$Q_{\text{огр}} =$ $Q_{\text{осн}} + Q_{\text{доб.}}$ Вт
	Наименование	Ориентация	Площадь $F, \text{м}^2$	$R_o,$ $\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}$				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	стена	запад	39,6	2,717	581,6	0,05	29,0	610,6
2	стена	восток	36,8	2,717	566,2	0,1	56,6	622,8
3	стена	юг	46,2	2,717	646,2	-	-	646,2
4	окна	запад	8,4	0,34	985,8	0,05	49,3	1035,1
5	окна	восток	11,2	0,34	1376,9	0,1	137,7	1514,6
6	дверь	юг	1,8	0,43	330,9	1,08	90,7	421,6
7	покрытие	—	144	3,0	1824	—	—	1824,0
8	пол 1-я зона	—	69,5	2,90	910,4	—	—	910,4
	2-я зона	—	45,5	5,05	342,2	—	—	342,2
	3-я зона		27,1	9,35	110,3	—	—	110,3
				Итого	7674,5	—	363,3	8037,8

Подстановка полученных и исходных данных для западной стены в формулу (2.13) позволяет получить:

$$Q_{\text{осн}}^{\text{з.с.}} = \frac{39,6}{2,7168} \cdot (18 - (-20)) \cdot 1 \cdot (1 + 0,05) = 581,6 \text{ Вт.}$$

Основные теплопотери через остальные ограждения определены аналогично и приведены в табл. 2.10.

Добавочные теплопотери на стороны света определяются по формуле (2.14). Для западной стены:

$$Q_{\text{д}}^{\text{зс}} = 0,05 \cdot 581,6 = 29,0 \text{ Вт.}$$

Добавочные теплопотери на стороны света через остальные вертикальные ограждения определяются аналогично.

Добавочные теплопотери через двойную дверь с тамбуром:

$$Q_{\text{д}}^{\text{дв}} = 0,27 \cdot 4 \cdot 330,9 = 90,7 \text{ Вт.}$$

Суммарные теплопотери через ограждающие конструкции составляют:

$$Q_{\text{огр}} = 8037,8 + 448,8 = 8486,6 \text{ Вт.}$$

2.4. Определение тепловой мощности отопительной системы

Необходимость устройства систем отопления определяется расчетом в зависимости от параметров внутреннего воздуха, тепло- и газовыделений, параметров наружного воздуха и теплотехнической характеристикой ограждающих конструкций производственных помещений.

Необходимая тепловая мощность отопительной системы $Q_{\text{от}}$ определяется из уравнения теплового баланса помещения в расчетном режиме функционирования системы [4]

$$Q_{\text{от}} = \Delta Q = \sum Q_{\text{пот}} - \sum Q_{\text{пост}}, \quad (2.16)$$

где $\sum Q_{\text{пот}}$ – суммарные потери теплоты из помещения; $\sum Q_{\text{пост}}$ – суммарные теплопоступления в помещение.

Расход теплоты в помещении в общем случае представляется зависимостью

$$\sum Q_{\text{пот}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{и}} + Q_{\text{н.м}} + Q_{\text{проч}}, \quad (2.17)$$

где $Q_{\text{огр}}$ – расход теплоты через ограждающие конструкции помещений, Вт; $Q_{\text{и}}$ – расход теплоты на нагрев инфильтрующего воздуха или удаляемого вентиляцией из помещений, Вт; $Q_{\text{н.м.}}$ – расход теплоты на нагрев поступающих извне материалов, оборудования и транспорта, Вт; $Q_{\text{проч}}$ – прочие расходы теплоты (на испарение влаги с открытых водных поверхностей, на нагрев воздуха, поступающего извне для компенсации воздуха, удаляемого из помещения технологическим оборудованием, и т.д.), Вт.

Потери теплоты на нагревание наружного воздуха, инфильтрующегося через притворы окон, дверей и ворот $Q_{\text{и}}$, Вт, для помещений производственных зданий можно принимать в размере до 30 % основных теплопотерь через все ограждения [4, 5], т.е.

$$Q_{\text{и}} = 0,3 Q_{\text{осн.}} \quad (2.18)$$

Для жилых и общественных зданий теплопотери инфильтрацией и внутренние тепловыделения примерно одинаковы и имеют небольшие значения. Для упрощения расчетов их можно не учитывать [5].

Затраты теплоты (Вт) на нагревание воздуха, удаляемого из помещения при естественной вытяжной вентиляции, не компенсируемые подогретым приточным воздухом [4]:

$$Q_{\text{в}} = \frac{L\rho}{3600} c(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) K, \quad (2.19)$$

где L – объемный расход удаляемого воздуха, м³/ч; ρ – плотность воздуха, кг/м³; c – удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·°C); $t_{\text{в}}$, $t_{\text{н}}$ – расчетные температуры воздуха в помещении и наружного воздуха в холодный период, °C; K – коэффициент учета влияния встречного теплового потока в конструкциях, равный 0,7 для стыков панелей стен и окон с тройными переплетами, 0,8 – для окон с отдельными переплетами и 1,0 – для одинарных окон и открытых проемов.

Затраты теплоты на нагревание поступающих извне холодных материалов, оборудования и транспорта Q_M , Вт, определяются по формуле [4]

$$Q_M = G_M c (t_B - t_M) \beta / 3600, \quad (2.20)$$

где G_M – масса поступающего в цех холодного материала, кг/ч; c – удельная массовая теплоемкость материала, Дж/(кг·°С); t_B , t_M – температуры воздуха внутри помещения и материала, °С; β – коэффициент, учитывающий интенсивность поглощения теплоты материалом (берется по СП 60.13330.2012 [3]).

Минимальные тепlopоступления в помещение

$$\sum Q_{\text{пост}} = Q_{\text{об}} + Q_{\text{б}} + Q_M + Q_{\text{чел}} + Q_{\text{и.о.}} + Q_{\text{др}}, \quad (2.21)$$

где $Q_{\text{об}}$, $Q_{\text{б}}$, Q_M , $Q_{\text{чел}}$, $Q_{\text{и.о.}}$, $Q_{\text{др}}$ – соответственно тепlopоступления от технологического оборудования, бытового оборудования, нагретых материалов, людей, искусственного освещения и других источников теплоты, Вт.

Тепловой поток (Вт) от электродвигателей, приводящих в действие технологическое и прочее производственное оборудование (если они установлены в помещении):

$$Q_3 = N_{\text{уст}} (1 - \eta_3) k_{\text{и}} k_3 k_0, \quad (2.22)$$

где $N_{\text{уст}}$ – установленная мощность электродвигателей, Вт; η_3 – коэффициент полезного действия (КПД) электродвигателей; $k_{\text{и}}$ – коэффициент использования установленной мощности; k_3 – коэффициент загрузки оборудования; k_0 – коэффициент одновременности работы электродвигателей.

Тепловыделения (Вт) от оборудования, приводимого в действие электродвигателями (насосы, вентиляторы, металлорежущие станки, оборудование для механической обработки продуктов и т.д.):

$$Q_{\text{об}} = N_{\text{уст}} k_{\text{и}} k_3 k_0 k_T, \quad (2.23)$$

где k_T – коэффициент тепловыделения оборудования. Для промышленных предприятий можно принять [5]: $k_{\text{и}} = 0,75 \dots 0,90$; $k_3 = 0,5 \dots 0,8$; $k_0 = 0,6 \dots 0,95$; $k_T = 0,1 \dots 0,3$.

Тепловой поток (Вт) от осветительных приборов определяются по формуле

$$Q_{\text{осв}} = N_{\text{осв}}(1 - \eta_{\text{осв}}), \quad (2.24)$$

где $N_{\text{осв}}$ – установленная мощность источников освещения, Вт; $\eta_{\text{осв}}$ – КПД осветительных приборов: $\eta_{\text{осв}} = 0,06$ – для ламп накаливания и $\eta_{\text{осв}} = 0,12$ – для люминесцентных ламп.

Теплопоступления (Вт) от нагретой поверхности технологического оборудования определяются по формуле

$$Q_{\text{то}} = \alpha F(t_{\text{п}} - t_{\text{в}}), \quad (2.25)$$

где F – площадь нагретой части технологического оборудования, м^2 ; $t_{\text{п}}$, $t_{\text{в}}$ – температуры воздуха в помещении и нагретой поверхности, $^{\circ}\text{C}$; α – коэффициент теплообмена, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C})$; $\alpha = 11,6 \sqrt{v}$ – для поверхности технологического оборудования и $\alpha = 7 + 4,1 v$ – для нагретой поверхности, v – скорость воздуха около нагретой поверхности, м/с.

Тепловыделения (Вт) от электрических нагревательных печей и сушилок

$$Q_{\text{печ}} = N_{\text{н}} k_1, \quad (2.26)$$

где $N_{\text{н}}$ – мощность нагревательных установок, Вт; k_1 – коэффициент, учитывающий долю теплоты, поступающей в помещение; $k_1 = 0,15 \dots 1,0$.

Теплопоступление (Вт) от работающих людей

$$Q_{\text{л}} = q \cdot n_{\text{л}}, \quad (2.27)$$

где $n_{\text{л}}$ – количество работающих людей; q – полный тепловой поток, выделяемый одним работающим, Вт (табл. 2.11).

Для жилых зданий при расчете теплопотерь учитываются только $Q_{\text{огр}}$ и $Q_{\text{и}}$, а при расчете тепловыделений – только Q_6 ($Q_6 = 21 \text{ Вт}/\text{м}^2$ для жилых комнат и кухонь).

Таблица 2.11

Средние данные о поступлениях теплоты от взрослых мужчин

Параметр	Температура воздуха в помещении, °С				
	15	20	25	30	35
Состояние покоя					
Теплота, Вт:	116 145	87 116	58 93	40 93	16 93
явная					
полная					
Влага, г/ч	40	40	50	75	115
Диоксид углерода, л/ч	23	23	23	23	23
Легкая работа					
Теплота, Вт:	122 157	99 151	64 145	40 145	8 145
явная					
полная					
Влага, г/ч	55	75	115	150	200
Диоксид углерода, л/ч	25	25	25	25	25
Работа средней тяжести					
Теплота, Вт:	133 208	104 203	70 197	40 197	8 197
явная					
полная					
Влага, г/ч	110	140	185	230	280
Диоксид углерода, л/ч	35	35	35	35	35
Тяжелая работа					
Теплота, Вт:	162 290	128 290	93 290	52 290	16 290
явная					
полная					
Влага, г/ч	185	240	295	355	415
Диоксид углерода, л/ч	45	45	45	45	45

2.5. Выбор системы отопления

Систему отопления, вид и параметры теплоносителя, тип нагревательных приборов следует выбирать в соответствии с назначением помещения (здания) или сооружения и требованиями к системам отопления. Основные из них: санитарно-гигиенические, технико-экономические, архитектурно-строительные, монтажные и эксплуатационные.

Паровые системы отопления могут быть использованы в зданиях при наличии пара на технологические нужды и кратковременном пребывании в них людей.

Воздушное отопление применяется для отопления больших объемов, совместив с вентиляцией. Также широко применяют воздушно-тепловые завесы.

Особенно широко применяется отопительно-вентиляционные системы для отопления и вентиляции животноводческих помещений (см. разд. 3). Для отопления жилых, административных и производственных зданий наиболее широко используется водяное отопление, обладающее рядом преимуществ.

После выбора и обоснования системы отопления по виду теплоносителя следует выбрать конструктивное исполнение системы: центральное или местное отопление, способ циркуляции теплоносителя, одно- или двухтрубные системы и т.д.

Системы отопления в малоэтажных зданиях рекомендуется проектировать двухтрубными с горизонтальной разводкой труб.

Отопительные приборы следует размещать, как правило, у наружных стен под световыми проемами в местах, доступных для осмотра, ремонта и очистки.

Отопительные приборы на лестничных клетках следует, как правило, присоединять к отдельным ветвям или стоякам системы отопления.

Запорную арматуру следует предусматривать:

а) для отключения и спуска воды от отдельных колец, ветвей и стояков систем отопления;

б) для отключения части или всех отопительных приборов в помещениях, в которых отопление используется периодически или частично.

Все решения по выбору систем отопления данного объекта должны быть обоснованы исходя из требований, предъявляемых к этим системам.

2.6. Подбор отопительных приборов

Подбор отопительных приборов сводится к выбору типа отопительных приборов, к определению их площади поверхности и числа элементов отопительных приборов.

Отопительные приборы должны удовлетворять теплотехническим, технико-экономическим, гигиеническим, архитектурно-строительным, монтажным и эксплуатационным требованиям.

В помещениях со значительным выделением пыли (теплицах, ремонтных мастерских) широко используют регистры из гладких стальных труб диаметром 48...109 мм.

После выбора типа отопительных приборов в проектируемом здании выбирается схема циркуляции теплоносителя в системе отопления (одно- или двухтрубная). В соответствии с выбранной схемой системы отопления на плане здания намечается расположение подающих и обратных трубопроводов и всех отопительных приборов.

Определяется суммарная расчетная тепловая мощность (Вт) всех отопительных приборов $\sum Q_{\text{пр}}$ [6] и одного отопительного прибора $Q_{\text{пр}}$ по формулам:

$$\sum Q_{\text{пр}} = Q_0 \cdot 0,95; \quad Q_{\text{пр}} = \frac{\sum Q_{\text{пр}}}{n}, \quad (2.28)$$

где n – общее число отопительных приборов (см. план здания); 0,95 – коэффициент, учитывающий теплоту, отдаваемую отопительными стояками и подводными трубами; Q_0 – мощность отопительной системы, Вт.

Расчетную (общую) площадь поверхности нагрева отопительных приборов можно определить двумя способами: по значению номинального теплового потока и по величине коэффициента теплопередачи.

В паспорте каждого отопительного прибора заводского изготовления водяного отопления указывается номинальная плотность теплового потока $q_{\text{ном}}$ (табл. 2.12). Этот показатель получается экспериментальным путем при стандартных условиях: температура воды на входе в прибор $t_1 = 105^\circ\text{C}$, а на выходе из него $t_2 = 70^\circ\text{C}$; температура воздуха в помещении $t_{\text{в}} = 18^\circ\text{C}$; расход теплоносителя (воды) в приборе 360 кг/ч; схема питания прибора – сверху вниз; прибор установлен без ограничений и конструктивных строительных помех.

Расчётная плотность теплового потока отопительных приборов при условиях, отличающихся от стандартных, определяется по формулам [6]:

а) для теплоносителя «вода»:

$$q_{\text{пр}} = q_{\text{ном}} (\Delta t_{\text{ср}} / 70)^{1+n} (G_{\text{пр}} / 360)^p \cdot c, \quad (2.29)$$

где $\Delta t_{\text{ср}}$ – температурный напор, $^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\text{ср}} = 0,5(t_1 + t_2) - t_{\text{в}}$; n , p и c – экспериментальные показатели (табл. 2.12); $G_{\text{пр}}$ – фактический расход воды в приборе, кг/ч.

Таблица 2.12

Основные теплотехнические показатели отопительных приборов

Отопительные приборы	$q_{\text{ном}}, \text{Вт/м}^2$	n	p	c
Радиаторы чугунные секционные МС-90-108	790	0,3	0	1,0
Радиаторы чугунные секционные М-140 АО	595	0,3	0,02	1,039
Радиаторы стальные панельные типа РСВ	730	0,25	0,04	0,97
Конвекторы с кожухом «Универсал-20»	357	0,3	0,18	1,0
Чугунные ребристые трубы	388	0,2	0,70	1,0
Конвекторы без кожуха «Аккорд»	330	0,2	0,03	1,0

Для одноконтурной системы отопления без замыкающих участков

$$G_{\text{пр}} = 3,6Q_{\text{от}}/C(t_1 - t_2). \quad (2.30)$$

Для одноконтурной системы отопления с замыкающими участками

$$G_{\text{пр}} = 3,6Q_{\text{от}}\alpha/c(t_1 - t_2), \quad (2.31)$$

где α – коэффициент затекания воды в прибор.

Для двухконтурной системы отопления

$$G_{\text{пр}} = 3,6Q_{\text{от}}/nC(t_1 - t_2), \quad (2.32)$$

где n – количество отопительных приборов;

б) для теплоносителя «пара»:

$$q_{\text{пр}} = q_{\text{ном}}(\Delta t_{\text{н}}/70)^{1+n}, \quad (2.33)$$

где $\Delta t_{\text{н}}$ – температурный напор, равный разности температуры насыщенного пара $t_{\text{н}}$ и температуры воздуха помещения $t_{\text{в}}$, °С;
 n – экспериментальный показатель (табл. 2.6).

Расчетную площадь поверхности нагрева отопительного прибора, м^2 , можно определить по формуле [7]:

$$F_{\text{пр}} = (Q_{\text{пр}}/q_{\text{пр}}) \cdot \beta_1 \beta_2, \quad (2.34)$$

где β_1 – коэффициент, учитывающий понижение температуры воды в трубопроводах (табл. 2.13); β_2 – коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты участком стены, на котором размещен отопительный прибор (табл. 2.14).

По каталогу типовых отопительных приборов принимается типоразмер прибора, площадь нагрева которого равна или близка к большему значению, полученному путем расчета.

Таблица 2.13

Коэффициент β_1 , учитывающий остывание воды в трубах двухтрубной системы водяного отопления с насосной циркуляцией при прокладке отопительных стояков открыто

Число этажей в здании	Значения β_1 при расчетном этаже				
	1-ый	2-ой	3-ий	4-ый	5-ый
Системы с нижней разводкой					
2	1,00	1,05	—	—	—
3	1,00	1,00	1,05	—	—
4	1,00	1,00	1,05	1,10	—
5	1,00	1,00	1,05	1,05	1,10
Системы с верхней разводкой					
2	1,05	1,00	—	—	—
3	1,05	1,03	1,00	—	—

Примечание. В паровых системах $\beta_1 = 1,00$.

Таблица 2.14

Коэффициент β_2 , учитывающий место размещения отопительного прибора

Отопительный прибор	Значения β_2 при размещении прибора	
	у наружной стены, в том числе под световым проемом	у остекления светового проема
Радиатор:		
чугунный секционный	1,02	1,07
стальной панельный	1,04	1,10
Конвектор:		
с кожухом	1,02	1,05
без кожуха	1,03	1,07

Число секций чугунных радиаторов в отопительном приборе определяется по формуле

$$n_c = F_{\text{пр}} \beta_4 / f_1 \beta_3, \quad (2.35)$$

где f_1 – площадь поверхности нагрева одной секции, м^2 ; β_4 – коэффициент, учитывающий способ установки радиатора в помещении (табл. 2.9), при открытой установке $\beta_4 = 1$; β_3 – коэффициент, учитывающий число секций в одном радиаторе.

Таблица 2.15

Значения коэффициента β_4 , учитывающего способ установки отопительных приборов

Способ установки приборов	Расстояние в свету от верха отопительного прибора до низа подоконной доски или до верха уступа ниши A , мм	β_4
Прибор установлен у стены без ниши и перекрыт сверху подоконной доской	40	1,05
	80	1,03
	100	1,02
Прибор установлен в открытой нише стены	40	1,11
	80	1,07
	100	1,06
Прибор установлен у стены открыто	–	7,00

Для радиаторов типа М-140 коэффициент β_3 определяется по формуле

$$\beta_3 = 0,97 + (0,06/F_{\text{пр}}), \quad (2.36)$$

для остальных типов радиаторов определяются по формуле

$$\beta_3 = 0,92 + (0,16/F_{\text{пр}}). \quad (2.37)$$

Расчетное количество секций, определяемое по формуле (2.35), обычно при расчетах бывает не целым. Допускается уменьшение расчетной площади $F_{\text{пр}}$ не более чем на 5 %, но не более чем на $0,1 \text{ м}^2$. Рекомендуется при расчетах принимать ближайшее большее число секций.

Количество панельных радиаторов типа РСГ или РСВ и конвекторов с кожухом определённой площади $f_1, \text{м}^2$, определяются формулой

$$n_p = F_{\text{пр}} / f_1, \quad (2.38)$$

количество конвекторов без кожуха или ребристых труб по вертикали и в ряду по горизонтали определяются формулой

$$n = F_{\text{пр}} / n f_1, \quad (2.39)$$

где n – число ярусов и рядов элементов, составляющих прибор.

В технической характеристике некоторых приборов указывается номинальная тепловая мощность одной секции (Вт) при стандартных условиях. В этом случае по формуле (2.30) можно определить расчетную тепловую мощность одной секции отопительного прибора, а потребное количество секций – по формуле (2.35).

Расчет поверхности нагрева регистра из гладких стальных труб рассмотрен в разделе 5.

Если известна величина коэффициента теплопередачи $k_{\text{пр}}$ отопительных приборов, то суммарная расчетная площадь $F, \text{м}^2$, поверхности нагрева отопительных приборов помещения определяется по формуле

$$F = \frac{0,95 Q_{\text{от}} \beta_1 \beta_2}{k_{\text{пр}} \Delta t_{\text{ср}}}, \quad (2.40)$$

где β_1 – коэффициент, учитывающий понижение температуры воды в трубопроводах (табл. 2.8); β_2 – коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты участком стены, на котором размещен отопительный прибор (табл. 2.8); $\Delta t_{\text{ср}}$ – температурный напор, $\Delta t_{\text{ср}} = 0,5(t_1 + t_2) - t_{\text{в}}$; $k_{\text{пр}}$ – коэффициент теплопередачи прибора, Вт/($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$). Значения $k_{\text{пр}}$ некоторых отопительных приборов приведены в табл. 2.16.

Расчетную площадь поверхности нагрева одного отопительного прибора, м^2 , можно определить по формуле

$$F_{\text{пр}} = \frac{F}{n_{\text{пр}}}, \quad (2.41)$$

где $n_{\text{пр}}$ – количество устанавливаемых отопительных приборов в помещении.

Таблица 2.16

Коэффициент теплопередачи $k_{пр}$, Вт/(м²·°С), нагревательных приборов, установленных открыто [1]

Нагревательные приборы	Разность средней температуры воды в приборе и температуры воздуха помещений, °С					Избыточное давление пара, кПа		
	40...50	50...60	60...70	70...80	> 80	≤ 68,7	98,1	> 98,1
Чугунные радиаторы: М-140 М-140-АО	8,5 8,1	9,2 8,8	9,5 9,2	9,9 9,5	10 9,6	10,4 10,0	— —	— —
Чугунные трубы с круглыми ребрами:								
1 труба	5,2	5,2	5,8	5,8	5,8	7,0	7,5	7,8
2 трубы (одна над другой)	4,7	4,9	5,3	5,3	5,3	5,8	6,3	6,5
3 трубы (одна над другой)	4,1	4,7	4,7	4,7	4,7	5,3	5,6	5,8
Одна стальная труба диаметром, мм:								
≤ 32	12,8	13,4	14,0	14,6	14,6	15,2	16,2	17,0
32...108	11,1	11,6	12,2	12,8	13,4	14,0	14,9	15,6
133...159	11,1	11,6	12,2	12,2	12,2	13,4	14,3	15,0
Несколько стальных труб (одна над другой) диаметром, мм:								
≤ 32	11,6 9,3	11,6 9,6	12,8 10,5	12,8 10,5	13,4 10,5	14,6 12,8	15,6 13,8	16,3 14,4

Число секций чугунных радиаторов в отопительном приборе, количество панельных радиаторов, конвекторов, длина греющей трубы регистра из гладких стальных труб определяется по формулам (2.35), (2.38), (2.39).

Длина греющей трубы в ярусе или в ряду регистра из гладких труб определяется по формуле

$$l = F_{пр} \beta_4 / n f_1, \quad (2.42)$$

где β_4 – коэффициент, определяемый способом установки нагревательного прибора; f_1 – площадь поверхности трубы длиной в 1 м; n – число труб в одном регистре.

Пример 2.2. По материалам примера 2.1 определите потребный тепловой поток для отопления помещения, выберите систему отопления и подберите отопительные приборы. Отопительные приборы установлены открыто. Температура теплоносителя в подающем трубопроводе $t_1 = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$, в обратном трубопроводе $t_2 = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Мощность установленных электродвигателей для привода оборудования составляет 4,2 кВт, освещения (люминесцентные лампы) – 1,2 кВт. В помещении постоянно работают 6 человек (работа легкая).

Решение. Тепловой поток для отопления помещения определяется по формулам (2.15) и (2.16).

Дополнительные теплотери на инфильтрацию принимаются в размере 30% основных теплотери через все ограждения (кроме полов):

$$Q_{\text{и}} = 0,3 \cdot \sum Q_{\text{осн}} = 0,3 \cdot 4487,6 = 1346,3 \text{ Вт.}$$

Суммарные потери теплоты составляют:

$$\sum Q_{\text{пот}} = 8486,6 + 1346,3 = 9832,9 \text{ Вт.}$$

Теплопоступления от электродвигателей определяются по формуле (2.21), при значениях $\eta = 0,95$; $\kappa_{\text{и}} = 0,80$; $\kappa_{\text{з}} = 0,70$; $\kappa_{\text{о}} = 0,60$; $\kappa_{\text{т}} = 0,20$. Тогда

$$Q_{\text{э}} = 4,2 (1 - 0,95) 0,8 \cdot 0,7 \cdot 0,6 = 0,0706 \text{ кВт} = 70,6 \text{ Вт.}$$

Теплопоступления от работающего оборудования, приводимого электродвигателями, определяются по формуле (2.22):

$$Q_{\text{об}} = 4,2 \cdot 0,8 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,2 = 0,2822 \text{ кВт} = 282,2 \text{ Вт.}$$

Теплопоступления от работающих людей определяются по формуле (2.26):

$$Q_{\text{л}} = 149 \cdot 6 = 894,0 \text{ Вт.}$$

Суммарные теплопоступления в помещение составляют:

$$\sum Q_{\text{пост}} = 70,6 + 282,2 + 894,0 = 1246,8 \text{ Вт.}$$

Потребный тепловой поток на отопление по формуле (2.15):

$$Q_0 = 9832,9 - 1246,8 = 8586,1 \text{ Вт.}$$

Для отопления помещения выбирается водяная система отопления, двухтрубная с нижней разводкой и горизонтальным расположением стояков.

В качестве отопительных приборов выбираются современные чугунные радиаторы МС–140, так как они обладают достаточно хорошими теплотехническими, технико-экономическими, гигиеническими и эксплуатационными качествами. Радиаторы устанавливаются под оконными проемами (7 шт.), у наружных стен (3 шт.) и в зоне выхода из тамбура (1 шт.). Всего 11 радиаторов (рис. 2.3).

Суммарная расчетная площадь поверхности нагрева радиаторов помещения определяется по формуле (2.40).

Средний температурный напор равен $\Delta t_{\text{ср}} = 0,5(95 + 70) - 18 = 64,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

$$\kappa_{\text{пр}} = 9,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}) \text{ (табл. 2.16); } \beta_1 = 1,0 \text{ (табл. 2.13); } \beta_2 = 1,2 \text{ (табл. 2.14).}$$

Подстановка данных в формулу (2.40) позволяет найти суммарную расчетную площадь поверхности нагрева отопительных приборов в помещении:

$$F = 0,95 \cdot 8586,1 \cdot 1,2 / 9,5 \cdot 64,5 = 15,97 \text{ м}^2.$$

Расчетная площадь поверхности нагрева одного радиатора, м^2 , определяется по формуле (2.41):

$$F_{\text{пр}} = 15,97 / 11 = 1,45 \text{ м}^2.$$

Количество секций в одном радиаторе определим по формуле (2.36):

$$\beta_3 = 0,97 + 0,06 / 1,45 = 1,01 \text{ (формула (2.37)); } \beta_4 = 1,0 \text{ (табл. 2.15);}$$

$$f_1 = 0,208 \text{ м}^2 [4]. \text{ Тогда:}$$

$$n_{\text{с}} = 1,45 / 0,208 \cdot 1,01 = 6,902.$$

Из расчетов в следует, что в помещении следует установить 11 радиаторов по 7 секций.

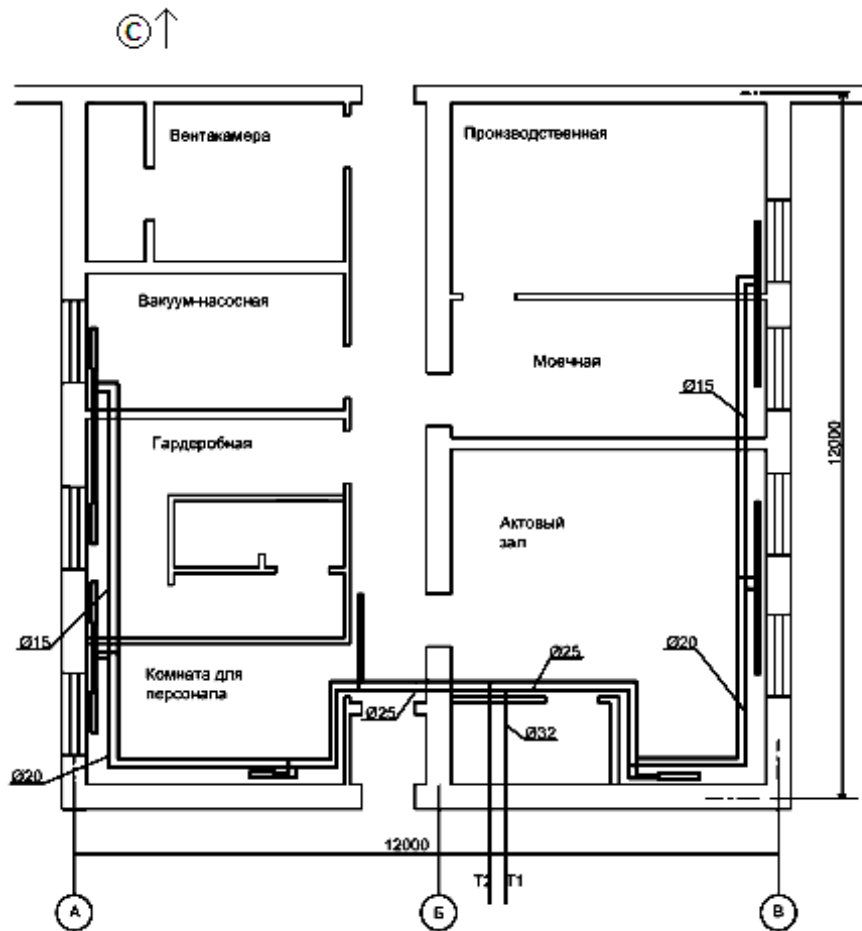


Рис. 2.2. План размещения отопительных приборов

2.7. Гидравлический расчет трубопроводов водяного отопления

Гидравлический расчет систем водяного и парового отопления выполняется с целью определения экономичных диаметров трубопроводов. При этом должно быть обеспечено перемещение расчетного количества теплоносителя в единицу времени по всем циркуляционным кольцам и ветвям отопительной системы.

Порядок гидравлического расчета трубопроводов системы водяного отопления по удельной линейной потере давления:

1. На поэтажных планах здания размещаются отопительные приборы, подающие и обратные стояки. Выбирается рациональный вариант прокладки магистральных подающих и обратных трубопроводов. Выполняется аксонометрическая (расчетная) схема систем отопления со всей запорно-регулирующей и воздухоудаляющей арматурой. На схеме указывается тепловая мощность каждого отопительного прибора.

На рис. 2.3 приведен вариант расчетной схемы отопления с горизонтальными стояками одноэтажного здания.

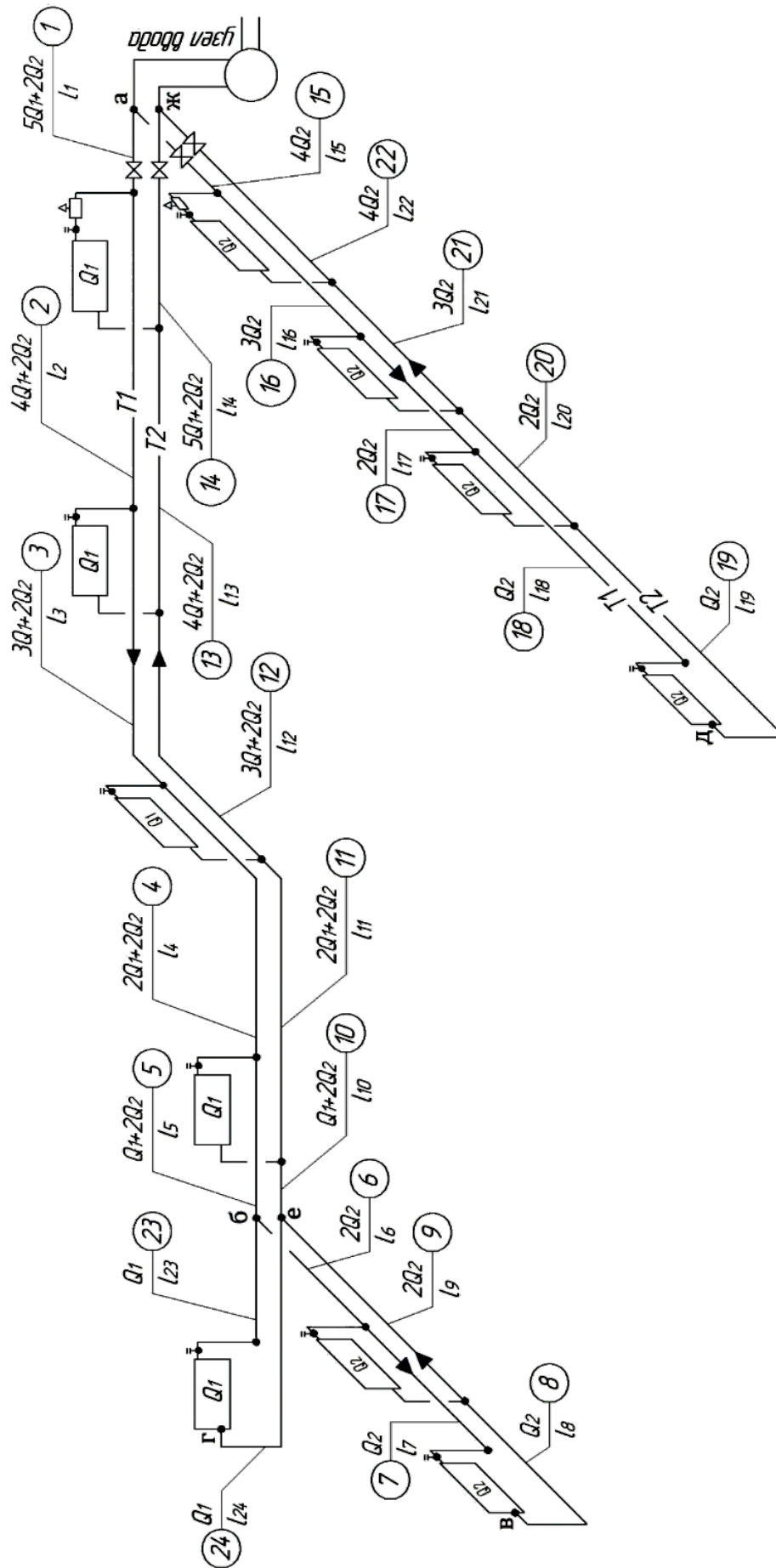


Рис. 2.3. Расчетная схема двухтрубной отопительной системы одноэтажного здания с горизонтальным расположением стояков

1. Выбирается главное циркуляционное кольцо в вертикальной однотрубной системе – это кольцо через наиболее нагруженный стояк из удаленных от теплового пункта стояков при тупиковом движении воды или наиболее нагруженный стояк 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 главное циркуляционное кольцо выбирают в двух циркуляционных кольцах на верхнем и нижнем этажах в соответствии с меньшим значением расчетного циркуляционного давления, приходящегося на единицу длины кольца.

2. Выбирается главное циркуляционное кольцо. В двухтрубных системах главным принимается кольцо, проходящее через нижний прибор дальнего от теплового узла (узла ввода) стояка; при горизонтальном расположении стояков – кольцо, проходящее через дальний отопительный прибор; в тупиковых схемах однотрубных систем главным принимаются кольцо, проходящее через дальний стояк.

На приведенной на схеме, рис. 2.3 главное циркуляционное кольцо составляют участки $ab + бв$.

3. Выявляются и нумеруются расчетные участки – участки труб с неизменным расходом теплоносителя, а также указывается тепловая нагрузка и длина каждого участка. Сумма длин всех расчетных участков составляет величину расчетного циркуляционного кольца. На полке-выноске указываются номера участков, в числителе – тепловой поток, проводимый по этому участку, в знаменателе – длина участка.

4. Определяется расчетное циркуляционное давление главного кольца. В системах отопления с принудительной циркуляцией теплоносителя расчетное циркуляционное давление определяется по формуле

$$P = P_H + P_e, \quad (2.43)$$

где P_H – давление, создаваемое насосом, Па; P_e – естественное давление от охлаждения воды в нагревательных приборах и трубопроводах, Па.

Циркуляционное давление, создаваемое насосом или элеватором, рекомендуется принимать :

– при зависимом присоединении системы отопления к тепловым сетям без подмешивания из обратного трубопровода (прямоточная схема присоединения) – не более разности давления в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети на вводе в здание;

– при зависимостям присоединении системы отопления к тепловым сетям с подмешиванием из обратного трубопровода : а) насосами – равным расчетному давлению, создаваемому насосом; б) элеваторами – равным давлению, создаваемому элеватором и определяемому по специальным номограммам;

– при независимом присоединении системы отопления к трубопроводам тепловых сетей, а также для систем, которые в перспективе не предполагается присоединить к тепловым сетям, – равным давлению, определяемому расчетом в зависимости от скорости движения теплоносителя в трубопроводах системы отопления.

Для производственных и малоэтажных жилых и общественных зданий с принудительной циркуляцией теплоносителя естественным давлением от охлаждения воды в приборах и трубопроводах можно пренебречь, если их сумма составляет менее 10% от давления, создаваемого насосом [6]. Тогда расчетное циркуляционное давление P приравнивается давлению насоса P_n , т.е. $P = P_n$.

6. Определяются средние значения удельного падения давления на трение в трубопроводах рассчитываемого кольца

$$R_{cp} = \frac{0,65 \cdot P}{\sum l}, \quad (2.44)$$

где 0,65 – коэффициент, учитывающий долю потери давления на трение от общей потери в трубопроводе [6]; $\sum l$ – общая длина всех участков кольца, м.

Если неизвестна величина циркуляционного давления главного кольца (например, при независимом присоединении системы отопления к трубопроводам тепловых сетей) рекомендуется среднюю потерю давления брать равной 100 Па на каждый метр наиболее протяженного расчетного кольца [8]. Тогда $P = 100 \cdot \sum l$.

7. Определяются средние значения удельного падения давления на трение в трубопроводах рассчитываемого кольца

$$R_{cp} = \frac{0,65 \cdot P}{\sum l}, \quad (2.44)$$

где 0,65 – коэффициент, учитывающий долю потери давления на трение от общей потери в трубопроводе; $\sum l$ – общая длина всех участков кольца, м.

8. Определяются расходы теплоносителя на каждом расчетном участке $G_{\text{уч}}$, кг/ч:

$$G_{\text{уч}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{уч}}}{c(t_1 - t_2)} \beta_1 \beta_2, \quad (2.45)$$

где $Q_{\text{уч}}$ – тепловая нагрузка участка (тепловая мощность всех отопительных приборов, к которым поступает теплоноситель по этому участку), Вт; c – теплоемкость воды, кДж/(кг·°C); t_1, t_2 – температура теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах, °C; β_1, β_2 – то же, что и в формуле (2.33); 3,6 – коэффициент перевода Вт в кДж/кг.

9. По полученным значениям $G_{\text{уч}}$, кг/ч, и $R_{\text{ср}}$, Па/м, с помощью расчетных таблиц (например, прил. 6 [8]) или специальной номограммы (рис. 2.4) подбираются оптимальные диаметры труб расчетного кольца.

10. По этой же номограмме (или таблицам) определяются фактическая скорость движения теплоносителя v , м/с, и фактические удельные потери давления на трение R . Скорость движения теплоносителя не должна превышать допустимых значений (табл. 2.17).

Таблица 2.17

Допустимая скорость движения воды в трубопроводах отопления [3]

Допустимый эквивалентный уровень шума, дБ	Допустимая скорость движения воды, м/с, в трубах при коэффициентах местных сопротивлений узла отопительного прибора или стояка с арматурой, приведенных к скорости теплоносителя в трубах				
	до 5	10	15	20	30
25	1,5 / 1,5	1,1 / 0,7	0,9 / 0,55	0,75 / 0,5	0,6 / 0,4
30	1,5 / 1,5	1,5 / 1,2	1,2 / 1,0	1,0 / 0,8	0,85 / 0,65
35	1,5 / 1,5	1,5 / 1,5	1,5 / 1,1	1,2 / 0,95	1,0 / 0,8
40	1,5 / 1,5	1,5 / 1,5	1,5 / 1,5	1,5 / 1,5	1,3 / 1,2

Примечание. В числителе приведена допустимая скорость теплоносителя при применении кранов пробочных, трехходовых и двойной регулировки, в знаменателе – при применении вентилях.

Например, если расход теплоносителя по расчетному участку составляет 400 кг/ч, то при $R_{\text{ср}} = 65$ Па/м условный диаметр трубопровода может быть $d = 20$ или 25 мм. Если выбрать $d = 20$ мм, фактические удельные потери давления на участке составляют $R = 90$ Па/м, скорость движения теплоносителя $v = 0,32$ м/с.

Все данные, полученные при расчете теплопровода, заносятся в специальную таблицу (см. табл. 2.18).

11. Определяются потери давления Z , Па, на преодоление местных сопротивлений на каждом расчетном участке:

$$Z = \sum_{\xi} \frac{v^2}{\gamma} \rho, \quad (2.46)$$

где $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на рассчитываемом участке трубопровода; v – скорость теплоносителя, м/с; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³.

Таблица 2.18

Сводная таблица результатов гидравлического расчета трубопроводов систем отопления

		№ участка
		Тепловая нагрузка $Q_{\text{уч}}$, Вт
		Расход воды $G_{\text{уч}}$, кг/ч
		Длина участка l , м
		Диаметр трубы d , мм
		Скорость движения теплоносителя v , м/с
		Удельная потеря давления R , Па/м
		Потеря давления на трение, R_l , Па
		Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi$
		Потеря давления в местных сопротивлениях Z , Па
		Суммарная потеря давления $R_d + Z$, Па

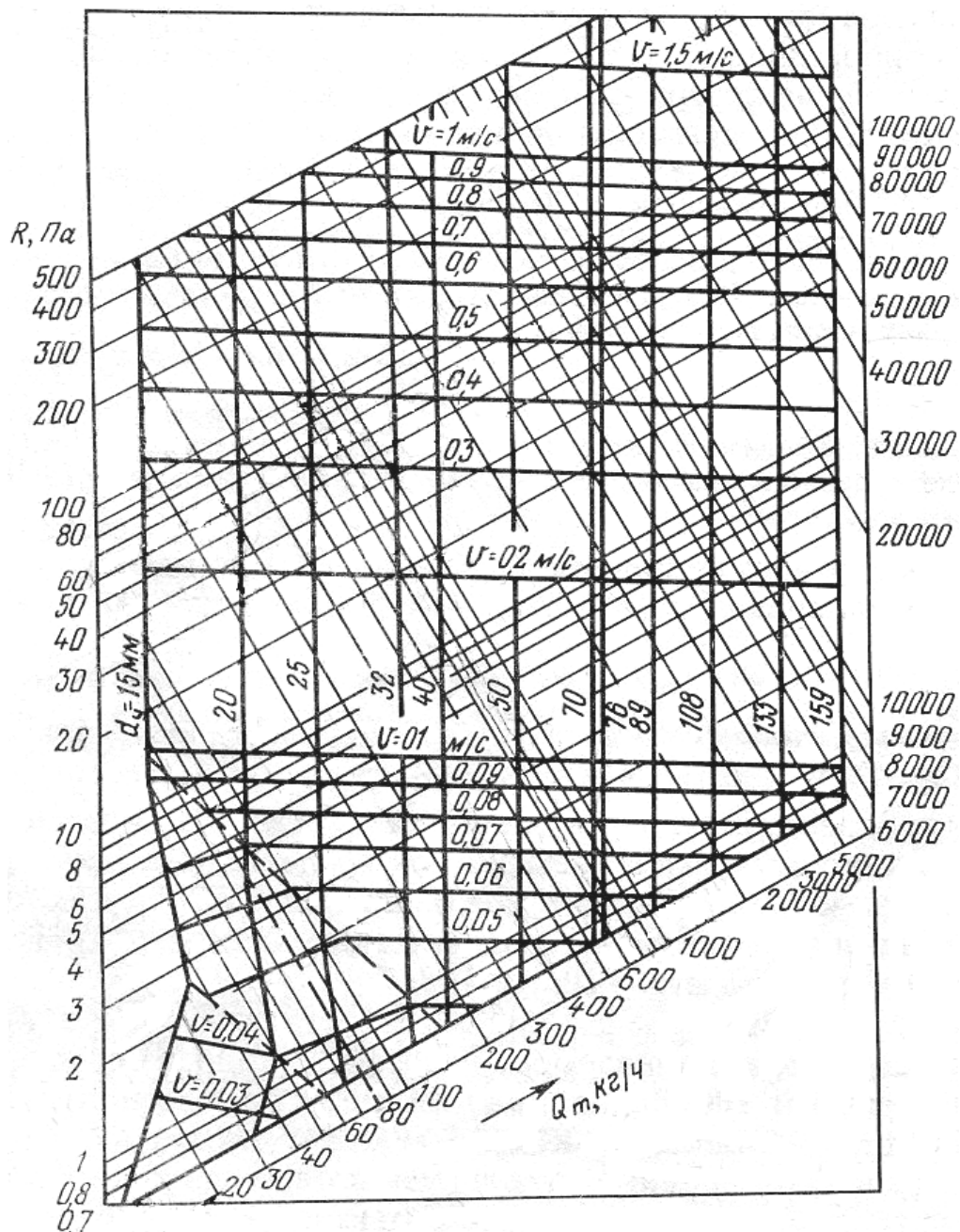


Рис. 2.4. Номограмма для расчета трубопроводов отопления

По этой же номограмме (или таблицам) определяются скорость движения теплоносителя v , м/с, и фактические удельные потери давления на трение R .

Ориентировочные значения коэффициентов местных сопротивлений системы отопления приведены в табл. 2.19. При расчете отдельных участков теплопровода местное сопротивление тройников и крестовин относят лишь к расчетному участку с наименьшим расходом теплоносителя; местные сопротивления отопительных приборов, котлов и подогревателей учитывают поровну в каждом примыкающем к ним теплопроводе.

12. Находятся общие потери давления $Rl + Z$ на каждом участке и суммарные потери давления в рассчитываемом кольце $\sum(Rl + Z)$.

Диаметры трубопроводов считаются подобранными правильно, если имеется некоторый (5–10 %) запас давления в кольце на неучтенные местные сопротивления и возможные неточности в монтаже системы отопления, т.е. должно быть выполнено условие

$$\sum(Rl + Z) = (0,9 \dots 0,95) P. \quad (2.47)$$

Если это условие не выполняется, то следует произвести перерасчет (изменить диаметры труб) некоторых участков циркуляционного кольца.

После расчета главного циркуляционного кольца выполняется гидравлический расчет остальных колец. Из них некоторые кольца могут иметь общие расчетные участки с главным циркуляционным кольцом.

Так, например, кольцо *а-б-г* (рис. 2.3) имеет общие расчетные участки № 1...5, 10...14 с главным циркуляционным кольцом, а кольцо *а-д* не имеет общих участков с ним.

Расчетное (располагаемое) циркуляционное давление кольца *а-д* равно расчетному давлению главного циркуляционного кольца. Исходя из этого средняя удельная потеря давления на трение в трубопроводах этого кольца по формуле (2.45) составляет

$$R_{\text{ср.а-д}} = \frac{0,65 \cdot P}{\sum l_{\text{а-д}}},$$

где P – располагаемое давление, Па; $\sum l_{\text{а-д}}$ – длина всех расчетных участков кольца *а-д*.

В системе отопления, приведенной на рис. 2.3, P для кольца *а-д* равно расчетному циркуляционному давлению главного кольца.

Расчетное циркуляционное давление ветви *б-г* кольца *а-б-г*, имеющей общие участки с главным циркуляционным кольцом, определяется как сумма потерь давления участков главного циркуляционного кольца, не вошедших в кольцо *а-б-г*, т.е. участков № 6...9:

$$P_{\text{б-г}} = \sum(Rl + Z)_{6 \dots 9},$$

где $\sum(Rl + Z)_{6 \dots 9}$ – суммарные потери давления на участках № 6...9 главного циркуляционного кольца.

Таблица 2.19

Значения коэффициента местного сопротивления конструктивных элементов систем водяного отопления (по данным ВНИИГС)

Элемент системы	При диаметре условного прохода D_y , мм						
	10	15	20	25	32	40	50
Кран трехходовой КРТ на проходе	4	3,5	3	–	–	–	–
Кран трехходовой КРТ на повороте	4,5	4,5	3	–	–	–	–
Кран трехходовой поворотный КРП	4	3,5	3	–	–	–	–
Кран двойной регулировки КРД	18	14	13	–	–	–	–
Кран проходной	4	3,2	2	2	–	–	–
Вентиль прямой	3	3	3	2,5	2,5	2	–
Задвижка параллельная	–	–	–	–	0,5	0,5	0,5
Отвод под углом 90°	0,9	0,8	0,6	0,5	0,3	0,3	0,3
Утка гнутая	0,9	0,8	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6
Скобка гнутая	2,5	2	1,2	0,6	0,4	0,4	0,4
Воздухосборник	1,5	1	1	1	1	1	1
Внезапное расширение	1	1	1	1	1	1	1
Внезапное сужение	0,5	1	1	1	1	1	1
Грязевик	10	1	1	1	1	1	1
Радиатор чугунный секционный	–	1,3	1,4	–	–	–	–
Радиатор стальной	–	2,0	2,0	–	–	–	–
Тройник:							
на проходе	1	1	1	1	1	1	–
на отверстии	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	–
на противотоке	3	3	3	3	3	3	–
Крестовины:							
на проходе	2	2	2	2	2	2	–
на ответвлении	3	3	3	3	3	3	–
Компенсатор							
П-образный	2	2	2	2	2	2	–

Средняя удельная потеря давления ветви δ -2 составит

$$R_{\text{ср.}\delta-2} = \frac{0,65 \cdot P_{\delta-2}}{\sum l_{\delta-2}}.$$

При выполнении расчетов возможны большие расхождения между $R_{\text{ср}}$ и фактическим R , особенно на расчетных участках с малыми расходами. Так как минимальный диаметр трубопроводов отопления составляет 15 мм, то заниженные потери на этих участках должны быть компенсированы завышением потерь давления на других участках или установкой кранов двойной регулировки на последнем отопительном приборе рассчитываемого кольца. Потери давления в разных циркуляционных кольцах не должны различаться более чем на 15 %. Неувязка потерь давления, превышающая 15 %, может привести к разрегулировке системы с отклонением от расчетных расходов, температуры воды и теплоотдачи отопительных приборов.

3. ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

3.1. Краткие сведения

В некоторых производственных зданиях выделяется значительное количество теплоты. Например, в животноводческих и птицеводческих помещениях сами животные и птицы являются источником теплоты. При расчетной температуре наружного воздуха от -10°C и выше во многих случаях не требуется отопления животноводческого помещения, поскольку тепла, выделяемого животными, оказывается достаточно для компенсации расходов теплоты в нем и поддержания нормальной температуры внутреннего воздуха. В таких случаях предусматривают при необходимости только вентиляцию помещений.

Однако в зимнее время в тех случаях, когда тепловые потери не компенсируются теплопоступлениями, эти помещения необходимо отапливать. В таких помещениях преимущественное применение получило воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляцией, т.е. отопительно-вентиляционные системы.

Отопительно-вентиляционные системы производственных помещений включают в себя механическую приточную вентиляцию с распределением воздуха по объему рабочей зоны помещения и устройства для подогрева воздуха. При помощи этих систем осуществляется воздухообмен, а в холодный период года и отопление помещений. В этот период года запрещается увеличивать воздухообмен за счет открытия дверей, ворот и окон, так как возможно переохлаждение помещения и возникновение сквозняков.

Подогретый воздух в рабочую зону помещений подается воздухораспределителями – перфорированными воздуховодами. При использовании пленочных воздуховодов воздухораспределители следует расположить над каждым рабочим местом, что улучшает вентиляцию непосредственно в рабочих зонах и снижает энергозатраты на создание микроклимата.

Воздухораспределители с воздуховыпускными отверстиями в нижней части следует располагать на необходимой высоте над полом с целью обеспечения рекомендуемой подвижности воздуха в зонах пребывания людей.

Отопительно-вентиляционные системы животноводческих помещений выполняют по конструктивным схемам «сверху вверх», «сверху вниз». В первой схеме предусматривается подача приточного воздуха сверху в рабочую зону помещения и удаление его из этой зоны при помощи вытяжных шахт. Во второй схеме воздух удаляется из нижней зоны помещения осевыми вытяжными вентиляторами, установленными внизу продольных наружных стен. Вытяжные вентиляторы могут быть размещены в оконных проемах, но при этом они должны быть оснащены короткими воздуховодами (спусками) для забора воздуха из нижней зоны помещения.

Схема «сверху вверх» является наиболее эффективной и удобной при эксплуатации в моноблочных животноводческих зданиях. Схему «сверху вниз» широко используют в птицеводческих и в ряде случаев в свиноводческих помещениях.

Нормами технологического проектирования в животноводческих зданиях рекомендуется устройство вытяжной вентиляции из каналов навозоудаления с расчетным расходом воздуха 30...100 % от расчетного расхода его в холодный период года. Однако было установлено, что такие системы вентиляции, требуя значительных капитальных вложений и эксплуатационных трудозатрат, не оказывают заметного влияния на параметры воздушной среды в животноводческих помещениях, поэтому при проектировании их не следует предусматривать [5].

В переходный и теплый периоды года воздухообмен в производственных зданиях повышают за счет: увеличения притока воздуха при помощи дополнительно устанавливаемых вентиляторов; использования схемы «сверху вниз» путем включения дополнительных вытяжных вентиляторов, размещаемых внизу наружных стен.

В первом случае используют вентиляционные башни с осевыми вентиляторами внутри или крышные вентиляторы. Вентиляционные башни служат в качестве вытяжных в холодный период года (при отключенных вентиляторах) или в качестве приточных в теплый период (при работающих осевых вентиляторах).

Во втором случае усиливают вытяжку воздуха из помещения, а приток воздуха происходит через окна, ворота, двери, приточные каналы, вытяжные шахты естественной вентиляции.

Более подробные рекомендации по выбору отопительно-вентиляционных систем производственных помещений с указанием принципиальных схем изложены в литературе [3,6.7, 9] и др.

После выбора отопительно-вентиляционной системы необходимо решить вопрос о месте размещения тепловентиляционного оборудования на плане объекта проектирования. В животноводческом здании рекомендуется предусматривать не менее двух установок воздушного отопления.

Оборудование отопительно-вентиляционных систем размещают в изолированных помещениях, отделенных от основных производственных, а также внутри производственных помещений, на площадках или проемах строительных конструкций.

Воздухозаборные отверстия приточных установок выполняют непосредственно в наружных стенах или в приставной воздухоприемной шахте. Их оборудуют жалюзийными решетками и утепленными клапанами, препятствующими проникновению холодного воздуха в помещение при неработающих вентиляторах. Воздухозаборные отверстия следует размещать на высоте не менее двух метров от уровня земли, а при расположении в зеленой зоне насаждений – не менее 1 м.

Воздух из помещений рекомендуется удалять через воздуховоды (шахты), выведенные выше кровли здания, или через проемы в наружных стенах. Отверстия для удаления воздуха должны располагаться на расстоянии не менее 20 м от воздухозаборных отверстий.

В животноводческих помещениях в качестве аварийной предусматривают систему естественной вентиляции: вытяжные шахты большого поперечного сечения (диаметром 800 мм и более или поперечным сечением не менее 800×800 мм) и достаточной высоты (не менее 3 м).

3.2. Расчет тепловой мощности отопительно-вентиляционной системы

Тепловая мощность отопительно-вентиляционной системы определяется по формуле [10], Вт:

$$Q_{ов} = Q_{от} + Q_{в}, \quad (3.1)$$

где $Q_{от}$ и $Q_{в}$ – тепловые мощности систем отопления и вентиляции, Вт.

Методика определения тепловой мощности системы отопления производственных помещений, в том числе и животноводческих, представлена в разд. 2.

Тепловая мощность на подогрев вентиляционного воздуха, Вт:

$$Q_{в} = c_{в} \rho L (t_{в} - t_{н.в}) / 3600, \quad (3.2)$$

где c_v – удельная массовая теплоемкость воздуха; $c = 1000$ Дж/(кг·°С);
 ρ – плотность воздуха, кг/м³; L – расход вентиляционного воздуха в холодный период года, м³/ч (см. подразд. 3.3); t_v , t_n – расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха, °С.

Расчетная температура наружного воздуха, °С, для расчета систем отопления, вентиляции и воздушного душирования в холодный период года в помещениях жилых, общественных, административно-бытовых и производственных зданий в соответствии с требованиями п. 5.13. СП 60.13330.2012 [3] принимается равной средней температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92 по СП 131.13330 [2].

Расчетная температура наружного воздуха, °С, для расчета систем вентиляции и воздушного душирования в холодный период года для зданий сельскохозяйственного назначения, если они не установлены специальными строительными или технологическими нормами, в соответствии с требованиями п. 5.14. СП 60.13330.2012 [3] принимается равной температуре воздуха, °С, обеспеченностью 0,94 по СП 131.13330 [2].

Для выбора отопительно-вентиляционной системы важное значение имеет конечная температура подогретого в калориферах воздуха t_k , °С, определяемая по выражению

$$t_k = t_n + \frac{3600 Q_{ов}}{c_v \cdot \rho \cdot L}, \quad (3.3)$$

где t_n – расчетная (для отопления) температура наружного воздуха, °С (табл. 3.1 [2]).

В производственных помещениях температура подогретого воздуха после калорифера допускается не более 70 °С в воздушных завесах – не более 50 °С [3]. Температуру воздуха в струе приточного воздуха при входе в обслуживаемую или рабочую зону (на рабочих местах) $t_{вх}$ принимается при восполнении недостатков теплоты в помещении по формуле [3]

$$t_{вх} = t_p + \Delta t, \quad (3.4)$$

где t_p – нормируемая температура воздуха, °С, в обслуживаемой зоне или на рабочих местах в рабочей зоне помещения; Δt – допустимые отклонения температуры воздуха, °С, в струе приточного воздуха от нормируемой температуры воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне. Для производственных помещений можно принять $\Delta t = 5\text{--}6$ °С [3].

Для обеспечения этих условий следует увеличивать подачу воздуха в отопительно-вентиляционную систему или уменьшать тепловую мощность системы воздушного отопления, одновременно используя дополнительное отопление (водяное, паровое, воздушные завесы и др.).

В этом случае потребная подача воздуха в отопительно-вентиляционную систему ($\text{м}^3/\text{ч}$) или мощность системы дополнительного отопления (Вт) определяются по выражениям

$$L_{\text{ов}} = \frac{3600 Q_{\text{ов}}}{c_{\text{в}} \cdot \rho \cdot (t_{\text{кд}} - t_{\text{н}})}, \quad (3.5)$$

$$Q_{\text{д}} = Q_{\text{ов}} - Q_{\text{вд}} = Q_{\text{ов}} - \frac{L \cdot c_{\text{в}} \cdot \rho \cdot (t_{\text{кд}} - t_{\text{н}})}{3600},$$

где $Q_{\text{д}}$ – мощность дополнительного отопления, Вт; $Q_{\text{вд}}$ – допустимая мощность воздушного отопления без увеличения подачи воздуха, Вт; $t_{\text{кд}}$ – допустимая температура подогретого воздуха, °С.

3.3. Определение расхода теплоты на подогрев вентиляционного воздуха во время отопительного периода

Для определения расхода теплоты на подогрев вентиляционного воздуха необходимо определить подачу вентиляционного воздуха в помещение в холодный период года.

Объем приточного воздуха в холодный период года должен быть достаточным для уменьшения концентраций вредных газов и паров до допустимых пределов, а также удаления пыли, поступившей в помещение.

Часовой обмен приточного воздуха L , $\text{м}^3/\text{ч}$, необходимого для понижения концентрации вредностей, вычисляются по формуле

$$L = M / (m_1 - m_2), \quad (3.6)$$

где M – количество вредностей, поступающих в помещение, л/ч, кг/ч, $\text{м}^3/\text{ч}$; m_1 – предельно допустимая концентрация вредностей в воздухе помещения, л/м³, кг/м³, м³/м³; m_2 – концентрация вредностей в наружном воздухе, л/м³, кг/м³, м³/м³.

Часовой расход вентиляционного воздуха L , м³/ч, необходимого для растворения водяных паров, находится по формуле

$$L = W/\rho (d_v - d_n), \quad (3.7)$$

где W – суммарные влаговыделения внутри помещения, г/ч; ρ – плотность воздуха, кг/м³ (принимается 1,2 кг/м³); d_v – влагосодержание внутреннего воздуха, г/кг; d_n – влагосодержание наружного воздуха, г/кг.

Значения d_v и d_n определяются при помощи h –диаграммы для влажного воздуха по соответствующим значениям температур и относительной влажности внутреннего и наружного воздуха.

В случае отсутствия данных о количестве поступающих в воздух вредных веществ, часовой расход вентиляционного воздуха определяется по нормируемой кратности воздухообмена n , 1 / час, или по нормируемому удельному расходу приточного воздуха N на 1 человека, на 1 рабочее место и др., м³/ч, по формулам

$$L = V_p n, \quad L = N m, \quad (3.8)$$

где V_p – вентилируемый объем, м³; m – количество работающих людей.

Тепловой поток на подогрев вентиляционного воздуха, Вт, определяется по формуле:

$$Q_v = c_v \rho L (t_v - t_n) / 3600, \quad (3.9)$$

где c_v – удельная массовая теплоемкость воздуха; $c = 1000$ Дж/(кг·°С); ρ – плотность воздуха, кг/м³; L – расход вентиляционного воздуха в холодный период года, м³/ч; t_v , t_n – то же, что в формуле (3.2).

3.4. Подбор воздухоподогревателей

Для нагрева воздуха в системах воздушного отопления, приточной вентиляции, кондиционирования и в сушильных установках применяют калориферы. В зависимости от вида теплоносителя их подразделяют на паровые, водяные и электрические.

Наибольшее применение в практике благодаря компактности и высокой производительности получили водяные и паровые калориферы. Они могут быть одноходовыми, в которых горячая вода или пар движутся в одном направлении сразу по всем трубкам, и многоходовыми, в которых теплоноситель (горячая вода) многократно изменяет направление движения вследствие наличия в коллекторах перегородок. В зависимости от количества трубок по ходу воздуха калориферы подразделяют на средние и большие модели. Калориферы средней модели, имеющие три ряда трубок, обозначаются либо буквой С, либо цифрой 3. Калориферы большой модели имеют четыре ряда трубок по ходу воздуха, их обозначают буквой Б или цифрой 4.

Промышленность выпускает стальные пластинчатые калориферы КВС-П, КВБ-П (водяные) и КПС-П, КПБ-П (паровые) от 6-го до 12-го номера, а также биметаллические с накатным оребрением типа КС_к, воздухонагреватели типа ВНВ-113 (теплоноситель – горячая вода), воздухонагреватели типа КП-С_к, ВНП-113 (теплоноситель – пар).

В табл. 3.1 и 3.2 приведены основные технические данные биметаллических оребренных и пластинчатых калориферов.

Калориферы подбираются по следующей методике:

1. Задаваясь расчетной массовой скоростью движения воздуха $(v_p)_p$, принимаемая равной $7...10 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$ для водяных и $4...7 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$ для паровых калориферов [10] вычисляется расчетная площадь живого сечения калорифера для прохода воздуха, м^2 , по формуле

$$f_p = \frac{L\rho}{3600(v_p)_p}, \quad (3.10)$$

где L – объемный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$; ρ – плотность воздуха при температуре t_k , $\text{кг}/\text{м}^3$ (табл. 3.3).

По табл. 3.1 и 3.2 подбирается модель и номер калорифера с площадью живого сечения по воздуху, близкой к расчетной. При параллельной по ходу воздуха установке нескольких калориферов учитываются их суммарная площадь живого сечения.

2. Проверяется действительный поток теплоты, передаваемый калориферной установкой нагреваемому воздуху. Для этого вычисляется действительная массовая скорость движения воздуха

$$v_p = L\rho/3600f, \quad (3.11)$$

где f – действительное живое сечение выбранного калорифера по воздуху, м^2 .

Таблица 3.1

Основные показатели биметаллических спирально-накатных калориферов
КС_{к3}, КС_{к4} и воздухонагревателей КПЗ, КП4

№ калори-фера	Площадь поверхности теплообмена, м ²		Площадь живого сечения, м ²			
			по воздуху		по теплоносителю *	
	КС _{к3} , КПЗ	КС _{к4} , КП4	КС _{к3} , КПЗ	КС _{к4} , КП4	КС _{к3}	КС _{к4}
6	13,8	18,1	0,111		0,00085	0,00111
7	17,0	22,3	0,137		0,00085	0,00111
8	20,2	26,5	0,163		0,00085	0,00111
9	23,4	30,8	0,189		0,00085	0,00111
10	29,8	39,2	0,240		0,00085	0,00111
11	86,4	114,5	0,685		0,00129	0,00171
12	130,3	172,9	1,027		0,00194	0,00171

* Площадь живого сечения по теплоносителю воздухонагревателей КПЗ и КП4 меньше на 15 % площади этого сечения калориферов КС_{к3} и КС_{к4} соответствующих номеров.

Таблица 3.2

Основные показатели пластинчатых калориферов

№ калори-фера	Площадь поверхности нагрева, м ²		Площадь живого сечения, м ²			
			по воздуху		по теплоносителю	
	КВС-П, КПС-П	КВБ-П, КПБ-П	КВС-П, КВБ-П	КПС-П, КПБ-П	КВС-П	КВБ-П
6	11,4	15,14	0,139	0,267	0,00116	0,00154
7	14,6	18,81	0,172	0,329	0,00116	0,00154
8	16,92	22,44	0,205	0,392	0,00116	0,00154
9	19,56	26,0	0,238	0,455	0,00116	0,00154
10	25,08	33,34	0,303	0,581	0,00116	0,00154
11	72,0	95,63	0,867	1,66	0,00232	0,0031
12	108,0	143,5	1,299	2,49	0,00347	0,0046

Таблица 3.3

Плотность сухого воздуха при давлении 101325 Па

t, °C	-10	0	10	20	30	40
ρ, кг/м ³	1,342	1,293	1,247	1,205	1,165	1,128

3. Определяется коэффициент теплопередачи k для выбранной модели калорифера в зависимости от вида теплоносителя, его скорости (для воды) и массовой скорости нагреваемого воздуха, пользуясь уравнениями, приведенными в табл. 3.4 и 3.5.

Таблица 3.4

Расчетные формулы для определения коэффициента теплопередачи и аэродинамического сопротивления биметаллических оребренных калориферов и воздухоподогревателей

Марка калорифера	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}), \text{теплоноситель} - \text{вода}$ $k = A(v_p)^n v_b^m$			Сопротивление одного ряда калориферов, Па $P_k = A(v_p)^n$	
	A	n	m	A	n
КС _{к3}	26,2	0,44	0,17	5,765	1,832
КС _{к4}	22,8	0,51	0,158	8,435	1,705

Таблица 3.5

Расчетные формулы для определения коэффициента теплопередачи и аэродинамического сопротивления пластинчатых калориферов

Марка калорифера	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \text{ при теплоносителе}$					Сопротивление одного ряда калориферов, Па $P_{\text{к}} = A(\text{v}\rho)^n$	
	вода $k = A(\text{v}\rho)^n \text{ v}_{\text{в}}^m$			пар $k = A(\text{v}\rho)^n$			
	A	n	M	A	n	A	N
КВС-П	20,8	0,32	0,13	—	—	2,16	1,65
КВБ-П	19,7	0,32	0,13	—	—	2,75	1,65
КПС-П	—	—	—	25,0	0,296	6,02	1,65
КПБ-П	—	—	—	23,8	0,296	8,15	1,65

Скорость движения теплоносителя (воды, м/с) в трубках калорифера

$$v_b = Q_{\text{ов}} / [10^3 \rho_b c_b (t_{\text{г}} - t_0) f_{\text{тр}}], \quad (3.12)$$

где $Q_{\text{ов}}$ — мощность отопительно-вентиляционной системы, Вт; ρ_b — плотность воды, кг/м³; c_b — удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·°С); $t_{\text{г}}$ и t_0 — температура воды на входе в калорифер и выходе из него, °С; $f_{\text{тр}}$ — площадь живого сечения трубок калорифера для прохода теплоносителя, м².

При определении скорости движения воды в трубках калорифера следует учитывать способ питания калориферов теплоносителем: при параллельном присоединении расход теплоты (и теплоносителя) делится на число калориферов, при последовательном присоединении весь расход теплоносителя проходит через каждый калорифер.

Определяется действительный поток теплоты, передаваемый калориферной установкой нагреваемому воздуху по формуле

$$Q_k = kF(t'_{cp} - t_{cp}), \quad (3.13)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C); F – площадь поверхности нагрева калорифера (при последовательной установке нескольких калориферов учитывают их суммарную площадь поверхности нагрева), м²; $t_{cp} = (t_k + t_n)/2$ – средняя температура нагреваемого воздуха, °C; t'_{cp} – средняя температура теплоносителя, °C. Для теплоносителя вода $t'_{cp} = (t_r + t_o)/2$. Если теплоноситель насыщенный пар с избыточным давлением до 29,4 кПа, то $t'_{cp} = 100$ °C; при большем давлении пара t'_{cp} принимается равной соответствующей температуре насыщенного пара (табл. 3.6).

Таблица 3.6

Температура насыщенного пара

$P_{изб}, \text{кПа}$	35	40	45	50	55	60	68,7
$t'_{cp} = t_n, \text{°C}$	107,8	109,0	109,9	111	112	112,9	115

Выбор калорифера считается правильным, если имеется запас по тепловому потоку 15...20 %, то есть должно быть соблюдено условие

$$Q_k = (1,15...1,2)Q_{ов}. \quad (3.14)$$

В противном случае расчет повторится, выбрав калорифер другого номера (а может быть, и другой модели) или несколько последовательно установленных калориферов.

Запас по теплопередаче 15...20 % считается рациональным. Меньший запас недостаточен для компенсации возможного уменьшения тепловой мощности калориферной установки, обусловленного отклонением фактических значений коэффициентов теплопередачи калориферов от их паспортных показателей, а также загрязнением в процессе эксплуатации. Запас, превышающий рекомендуемый, увеличивает стоимость установки.

Для определения давления, которое должен развивать вентилятор калориферной установки, требуется знать сопротивление калорифера прохождению воздуха P_k наряду с другими аэродинамическими сопротивлениями приточной вентиляционной системы. В табл. 3.4 и 3.5 приведены расчетные формулы для подсчета P_k одного ряда калориферов некоторых марок. При последовательной установке n одинаковых калориферов их сопротивление по воздуху равно nP_k .

3.5. Основы аэродинамического расчета воздуховодов.

Подбор вентиляторов

Воздуховоды систем вентиляции и воздушного отопления стремятся делать наименьшей протяженности, как правило, круглого сечения. Системы вентиляции и воздушного отопления должны быть оборудованы приспособлениями для регулирования количества перемещаемого воздуха (шиберы, воздушные заслонки и др.) с механическим и ручным приводом. В помещениях для животных и птиц целесообразно в холодный и переходный периоды предусматривать создание воздушного подпора путем превышения подачи приточного воздуха над удаляемым воздухом в размере 15–20 %.

В задачи аэродинамического расчета системы воздуховодов входит определение размеров поперечного сечения и потерь давления на отдельных участках системы воздуховодов, а также потерь давления во всей системе воздуховодов.

Выбрав схему вентиляционной сети помещения, ее разбивают на отдельные участки с постоянным расходом воздуха. Границами этих участков обычно являются тройники или крестовины.

Составляется расчетная аксонометрическая схема (см. рис. 3.1); обозначаются номера участков с неизменным расходом воздуха в кружочках; справа от кружочка в числителе указывается расход воздуха ($\text{м}^3/\text{ч}$) на участке, в знаменателе – длина участка (м). Выбирается основное магистральное расчетное направление, которое характеризуется наибольшей протяженностью (участки 1, 2, 5 или 6 на рис. 3.1).

Выбирается форма поперечного сечения воздуховода (круглая, прямоугольная). Задав скорость воздуха рассчитывается площадь поперечного сечения воздуховодов (F_i) по участкам по формуле

$$F_i = \frac{L_i}{3600 \cdot \vartheta_i}, \quad (3.15)$$

где L_i – расход воздуха на данном участке, м³/ч; ϑ_i – скорость воздуха, м/с.

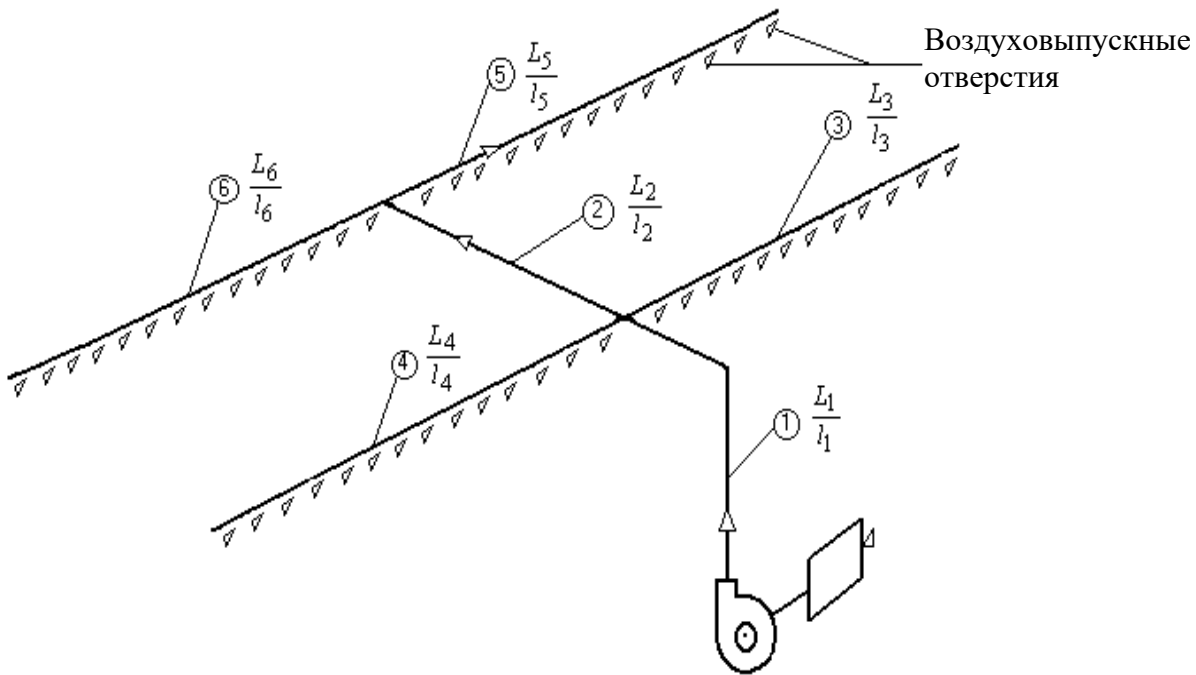


Рис. 3.1. Расчетная схема воздуховодов

Рекомендуемые скорости воздуха в элементах систем искусственной вентиляции: в жалюзийных решетках – 4...6 м/с; в приточных шахтах – 3...6 м/с; в вертикальных воздуховодах и каналах – 5...8 м/с; в горизонтальных магистральных воздуховодах 10...15 м/с; в ответвлениях – 6...9 м/с; на выходе из выпускных отверстий воздуховода – 4...8 м/с.

Равное распределение приточного воздуха по длине вентилируемого помещения при помощи магистрального воздуховода постоянного сечения обеспечивается за счет различных по площади его воздуховыпускных отверстий. Вначале определится площадь последнего по ходу воздуха отверстия, м²:

$$S_1 = \frac{L_1}{3600 \cdot m \cdot v}, \quad (3.16)$$

где L_1 – расход воздуха через рассчитываемый воздуховод, м³/ч; m – число выпускных отверстий; v – скорость движения воздуха на выходе из отверстий (4...8 м/с).

Площадь i -го воздуховыпускного отверстия

$$S_i = B_i S_1. \quad (3.17)$$

Коэффициент B_i находится по формуле

$$B_i = \sqrt{\frac{1}{1 - \left[\frac{\mu(i-1)S_1}{S_B} \right]^2}}, \quad (3.18)$$

где $\mu \approx 0,65$ – коэффициент расхода; S_B – площадь сечения воздуховода, м^2 .

Число отверстий в воздуховоде должно удовлетворять неравенству

$$m < 1 + \frac{S_B}{\mu S_1}. \quad (3.19)$$

Вентиляторы – это установки, которые служат для перемещения воздуха или других газов при общем напоре не более 15 кПа. По принципу работы и конструктивным особенностям их подразделяют на осевые и центробежные.

В зависимости от развиваемого давления эти вентиляторы бывают низкого (до 1 кПа), среднего (от 1 до 3 кПа) и высокого (от 3 до 15 кПа) давления. Центробежные вентиляторы низкого и среднего давления используются при общеобменной и местной вентиляции, кондиционировании воздуха. Вентиляторы высокого давления применяются главным образом для технологических целей.

Вентиляторы (осевые и центробежные) различаются по номерам, показывающим диаметр рабочего колеса в дециметрах. Все вентиляторы одной серии или типа по своим размерам геометрически подобны один другому и имеют одинаковую аэродинамическую схему.

При подборе вентиляторов следует знать требуемую подачу и полное давление, которое должен развивать вентилятор.

Подача вентиляторов L_B , $\text{м}^3/\text{ч}$, для данного помещения принимается по значению расчетного часового воздухообмена L с учетом подсосов воздуха в воздуховодах

$$L_B = k_{\Pi} L \frac{273 + t}{273 + t_B}, \quad (3.20)$$

где k_{Π} – поправочный коэффициент на подсосы воздуха в воздуховодах (для стальных, пластмассовых и асбоцементных воздуховодов длиной до 50 м $k_{\Pi} = 1,1$, в остальных случаях $k_{\Pi} = 1,15$); t – температура воздуха, проходящего через вентилятор, °С; t_B – температура воздуха в рабочей зоне помещения, °С.

Для определения полного давления, которое должен развивать вентилятор, определяются потери давления в главной расчетной магистрали (участки 1, 2, 5 или 6 на рис. 3.1), линейные и в местных сопротивлениях. Кроме того, следует учитывать динамическое давление потока воздуха в воздуховодах, сопротивление калориферов, фильтров и др. Потребный напор вентилятора (Па) определяются по формуле

$$P_B = 1,1 [\Sigma (Rl + Z) + P_{\text{д.вых}} + P_K], \quad (3.21)$$

где 1,1 – запас давления на непредвиденные сопротивления; $\Sigma(Rl + Z)$ – потери давления на трение и в местных сопротивлениях в наиболее протяженной ветви вентиляционной сети, Па; R – удельная потеря давления на трение, Па/м; l – длина участка воздуховода, м; $Z = \Sigma \zeta P_{\text{д}}$ – потеря давления в местных сопротивлениях участка воздуховода, Па; $\Sigma \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке (табл. 3.7); $P_{\text{д}} = v^2 \rho / 2$ – динамическое давление потока воздуха, Па; v – скорость движения воздуха в воздуховоде (в магистральных линиях 10...15 м/с, в ответвлениях 6...9 м/с); ρ – плотность воздуха в воздуховоде, кг/м³; $P_{\text{д.вых}}$ – динамическое давление на выходе из сети, Па; P_K – сопротивление калориферов, Па.

Для удобства расчета полного давления вентилятора составляется бланк расчета наиболее протяженной ветви вентиляционной сети (табл. 3.8).

Таблица 3.7

Коэффициенты местных сопротивлений ζ для воздуховодов

Вид местного сопротивления	ζ
Вход в жалюзийную решетку с поворотом потока	2,0
Диффузор у вентилятора	0,15
Колено 90° круглого или квадратного сечения	1,1
Колено 90° прямоугольного сечения при $b/a = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$	1,65; 1,1; 0,77; 0,53
Внезапное расширение сечения $A_1/A_2 = 0,1; 0,3; 0,5; 0,7$	0,8; 0,5; 0,25; 0,1
Внезапное сужение сечения $A_1/A_2 = 0,1; 0,3; 0,5; 0,7$	0,47; 0,38; 0,3; 0,2
Отвод 90° круглого или квадратного сечения при $r/d = 1; 2; 3$	0,25; 0,15; 0,12
Отвод 90° прямоугольного сечения при $R/a = 1$ и $b/a = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$	0,38; 0,25; 0,18; 0,12
То же при $r/a = 2$	0,23; 0,15; 0,11; 0,07
То же при $r/a = 3$	0,18; 0,12; 0,08; 0,06
Выход через боковое отверстие с острыми краями при $v_0/v_1 = 0,4; 0,6; 1,0; 1,2$	1,1; 1,25; 1,6; 1,8
Выход с поворотом потока: без решетки	2,0
с решеткой	2,5
Вытяжная шахта с зонтом	1,3
Дефлектор цилиндрический	1,0

Примечание. r – радиус поворота оси воздуховода; d – диаметр или сторона квадрата его сечения; b и a – высота и ширина прямоугольного сечения воздуховода; v_0 – скорость воздуха на выходе из бокового отверстия воздуховода; v_1 – скорость воздуха в воздуховоде.

Таблица 3.7

Бланк расчета воздуховодов системы вентиляции

№ участка (см. рис. 3.1)	$L, \text{м}^3/\text{ч}$	$l, \text{м}$	$v, \text{м/с}$	$d, \text{мм}$	$R, \text{Па/м}$	$Rl, \text{Па}$	$\Sigma \zeta$	$P_d, \text{Па}$	$Z, \text{Па}$	$Rl + Z, \text{Па}$

Значения R определяют или по специальным таблицам, или по номограмме (рис. 3.2), составленной для стальных круглых воздуховодов диаметром d . Этой же номограммой можно пользоваться и для расчета воздуховодов прямоугольного сечения $a \times b$, только в этом случае под величиной d понимают эквивалентный диаметр $d_{\text{э}} = 2ab/(a + b)$. На номограмме указаны также значения динамического давления потока воздуха, соответствующие плотности стандартного воздуха ($t = 20^\circ \text{C}$;

$\varphi = 50 \%$; барометрическое давление $101,3 \text{ кПа}$; $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$). При плотности ρ_t динамическое давление равно показанию шкалы, умноженному на отношение $\rho_t/1,2$.

Подбирают вентиляторы по аэродинамическим характеристикам, показывающим графическую взаимозависимость их полного давления, подачи, частоты вращения и окружной скорости рабочего колеса. Эти характеристики составлены для стандартного воздуха.

Удобно вести подбор вентиляторов по номограммам, представляющим собой сводные характеристики вентиляторов одной серии. На рис. 3.3 изображена номограмма для выбора центробежных вентиляторов серии Ц4-70, получивших широкое применение в вентиляционных системах сельскохозяйственных производственных зданий и сооружений. Эти вентиляторы обладают высокими аэродинамическими качествами, бесшумны в работе.

Из точки, соответствующей найденному значению подачи L_B , проводится прямая до пересечения с лучом номера вентилятора (№ вент.) и далее по вертикали до линии расчетного полного давления P_B вентилятора.

Точка пересечения соответствует КПД вентилятора η_B и значению безразмерного коэффициента A , по которому определяется частота вращения вентилятора (мин^{-1}).

Горизонтальная шкала номограммы показывает скорость движения воздуха в выпускном отверстии вентилятора.

Подбор вентилятора следует вести с таким расчетом, чтобы его КПД был не ниже 0,85 максимального значения.

Необходимая мощность для привода вентилятора, кВт:

$$N_B = \frac{L_B P_B}{3,6 \cdot 10^6 \eta_B \eta_{II}}, \quad (3.22)$$

где η_B – КПД вентилятора, принимаемый по его характеристике; η_{II} – КПД передачи (при непосредственной насадке колеса вентилятора на вал электродвигателя $\eta_{II} = 1$, для муфтового соединения $\eta_{II} = 0,98$, для клиноременной передачи $\eta_{II} = 0,95$).

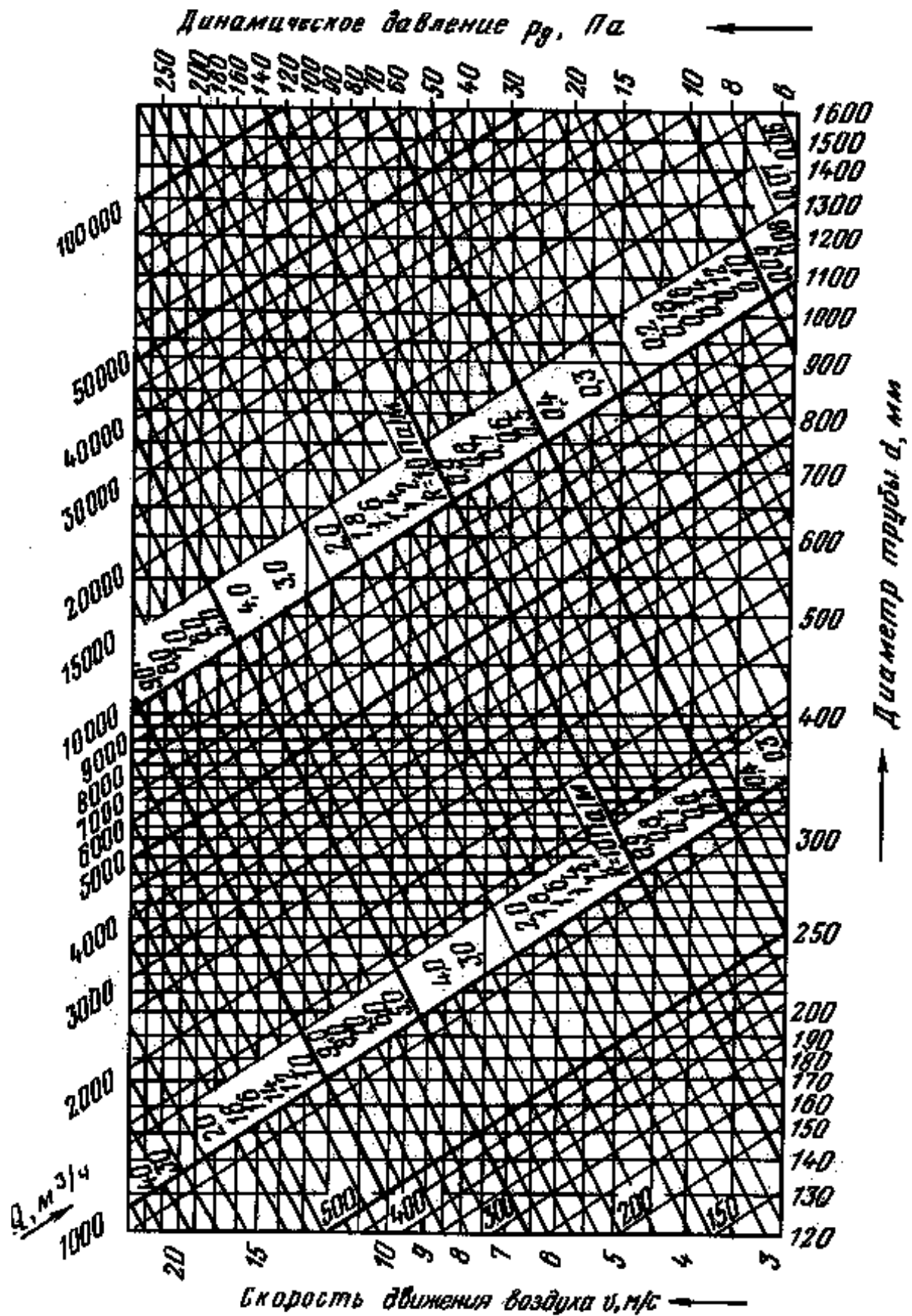


Рис. 3.2. Номограмма для расчетов круглых стальных воздуховодов

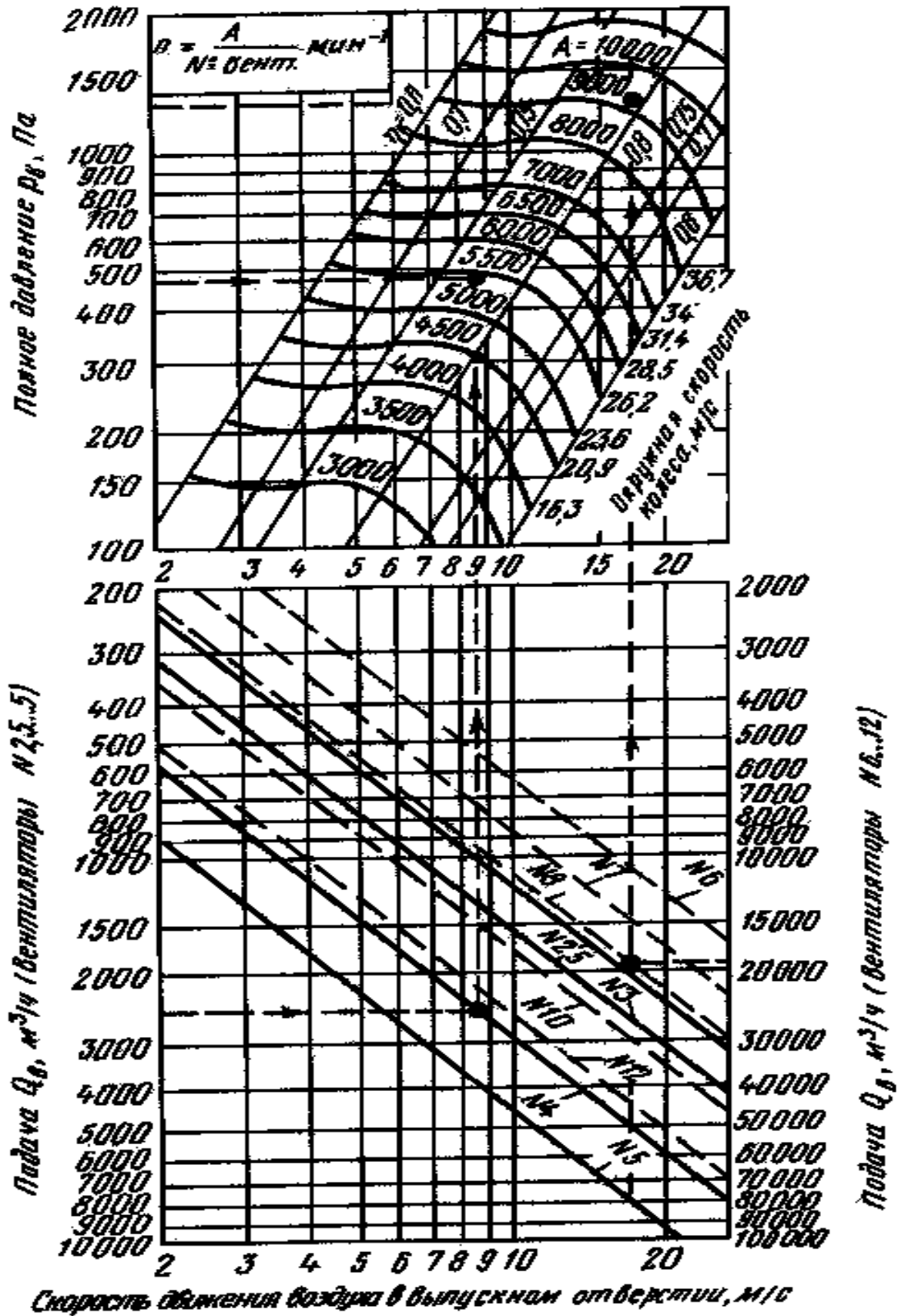


Рис. 3.3. Номограмма для подбора центробежных вентиляторов серии Ц4-70

Установленная мощность электродвигателя, кВт:

$$N_{\text{уст}} = k_3 N_{\text{в}}, \quad (3.23)$$

где k_3 – коэффициент запаса мощности, принимаемый по табл. 3.9.

Таблица 3.9

Коэффициент запаса мощности электродвигателей

Мощность на валу электродвигателя, кВт	Коэффициент запаса k_3 для вентиляторов	
	центробежных	осевых
менее < 0,5	1,5	1,2
от 0,5 до 1	1,3	1,15
от 1,01 до 2	1,2	1,1
от 2,01 до 5	1,15	1,05
более 5	1,1	1,05

Предельная окружная скорость рабочего колеса из условия допустимого уровня шума для помещений с длительным пребыванием людей не должна превышать 40 м/с для центробежных и 45 м/с для осевых вентиляторов.

3.6 Рабочие чертежи отопления и вентиляции (ОВ)

В состав основного комплекта рабочих чертежей отопления и вентиляции по ГОСТ 21.602-2016 [16] включаются:

- общие данные по рабочим чертежам;
- чертежи (планы, разрезы и схемы) систем;
- чертежи (планы и разрезы) установок систем.

В состав основного комплекта рабочих чертежей допускается включать также рабочие чертежи тепловых пунктов при диаметре ввода теплоносителя до 150 мм.

В курсовом проекте требуется разработать общие данные по рабочим чертежам, планы и схемы отопления и вентиляции помещений, чертежи (планы и разрезы) установок систем (при необходимости).

В общих указаниях приводится [16]:

- основание для разработки рабочих чертежей марки ОВ;
- запись о том, что рабочие чертежи разработаны в соответствии

с действующими нормами, правилами и стандартами;

– сведения о том, кому принадлежит данная интеллектуальная собственность (при необходимости);

– расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха;

– данные о теплоносителе, холодоносителе (наименование, расход, параметры);

– ссылки на Строительные нормы и правила (СНиП) и другие нормативные документы, по которым произведен расчет систем отопления и вентиляции;

– требования к изготовлению, монтажу, испытанию, антикоррозионной защите, тепловой и противопожарной изоляции, огнезащитному покрытию воздухопроводов и трубопроводов, а также состав изоляционных конструкций;

– особые требования к установкам (взрывобезопасность, кислотостойкость и др.);

– перечень видов работ, для которых необходимо составление актов освидетельствования скрытых работ.

В общих указаниях не следует повторять технические требования, помещенные на других листах основного комплекта рабочих чертежей ОВ, и давать описание технических решений, принятых в рабочих чертежах.

Основные показатели по рабочим чертежам ОВ выполняются в виде таблицы (табл. 3.10).

Таблица 3.10

Основные показатели по рабочим чертежам ОВ

Наименование здания (сооружения), помещения	Объем, м ³	Периоды года при t_n , °C	Расход теплоты, Вт				Расход холода, Вт	Установленная мощность электродвигателей, кВт	8
			на отопление	на вентиляцию	на горячее водоснабжение	общий			
									22
35	15	20	20	20	20	20	20	15	8
185									30

Планы и разрезы чертежей систем

На планах и разрезах чертежей систем наносятся и указываются [16]:

– координационные оси здания (сооружения) и расстояния между ними (для жилых зданий - расстояния между осями секций);

– строительные конструкции, технологическое оборудование, имеющее местные отсосы, а также пограничные (соседние) другие

инженерные коммуникации и оборудование, влияющие на прокладку трубопроводов (воздуховодов) систем;

- отметки чистых полов этажей и основных площадок;
- размерные привязки установок систем, воздуховодов, основных трубопроводов, технологического оборудования, неподвижных опор и компенсаторов к координационным осям или элементам конструкций здания (сооружения);
- обозначения систем (установок систем);
- буквенно–цифровые обозначения трубопроводов;
- диаметры (сечения) воздуховодов и трубопроводов;
- количество секций радиаторов, количество и длину ребристых труб, количество труб в регистре и длину регистра из гладких труб или обозначение регистра, а также обозначение (тип) по другим отопительным приборам;
- обозначения стояков, компенсаторов, горизонтальных ветвей систем отопления.

На планах, кроме того, указываются наименования помещений (типы помещений – для жилых зданий) и категории помещений по взрывопожарной и пожарной опасности (в прямоугольнике размером 5×8 мм), а на разрезах – отметки уровней осей трубопроводов и круглых воздуховодов, низа прямоугольных воздуховодов, опорных конструкций установок систем, верха выхлопных воздуховодов вытяжных систем.

Схемы систем

Схемы систем и узлы (выносные элементы) схем выполняют в аксонометрической фронтальной изометрической проекции [16].

На схемах систем отопления (теплоснабжения установок) указывают:

- трубопроводы и их диаметры;
- графическое обозначение изолированных участков трубопровода (при необходимости);
- буквенно-цифровые обозначения трубопроводов;
- отметки уровней осей трубопроводов;
- уклоны трубопроводов;
- размеры горизонтальных участков трубопроводов (при наличии разрывов);
- неподвижные опоры, компенсаторы и нетиповые крепления с указанием на полке линии–выноски обозначения элемента и под полкой – обозначения документа;
- запорно–регулирующую арматуру с указанием на полке линии–

выноски диаметра (типа) арматуры и под полкой – обозначения арматуры по каталогу (обозначения документа);

- стояки (горизонтальные ветви) систем отопления и их обозначения;
- отопительные приборы;
- количество секций радиаторов, количество и длину ребристых труб, количество труб в регистре и длину регистра из гладких труб или обозначение регистра, а также обозначение (тип) по другим отопительным приборам. Для несложных систем отопления сведения по отопительным приборам на схеме не приводят (например, на схеме системы отопления здания несложной формы с однорядной (в плане и по высоте) установкой отопительных приборов);

- обозначения установок систем;
- закладные конструкции (отборные устройства для установки контрольно-измерительных приборов) с указанием обозначения конструкции и документа. Закладные конструкции на трубопроводах и других элементах систем указывают точками диаметром 2 мм;
- контрольно-измерительные приборы (при необходимости) и другие элементы систем. При этом буквенные обозначения измеряемых величин и функциональных признаков приборов принимают по ГОСТ 21.404.

Трубопроводы и другие элементы систем отопления (теплоснабжения установок) на схемах изображают толстой основной линией.

На схемах систем вентиляции и кондиционирования указывают:

- воздуховоды, их диаметры (сечения) и количество проходящего воздуха в м³/ч;
- графическое обозначение изолированных участков воздуховода (при необходимости);
- графическое обозначение участков воздуховода с огнезащитным покрытием;
- отметки уровня оси круглых и низа прямоугольных воздуховодов;
- оборудование вентиляционных установок;
- контуры технологического оборудования, имеющего местные отсосы (в сложных случаях);
- лючки для замеров параметров воздуха и чистки воздуховодов с указанием на полке линии-выноски марки лючка и под полкой - обозначения документа ;
- местные отсосы, их обозначения и обозначения документов.
- регулирующие устройства, воздухораспределители, нетиповые крепления (опоры) и другие элементы систем вентиляции с указанием на

полке линии-выноски обозначения элемента системы и под полкой – обозначения документа.

На планах, разрезах и схемах чертежей систем элементы систем отопления и теплоснабжения установок указываются условными графическими обозначениями, элементы систем вентиляции и оборудование систем отопления и теплоснабжения установок (например, отопительные агрегаты, насосы) – в виде упрощенных графических изображений по ГОСТ 21.205-1993[17]..

Рекомендуемые масштабы изображений на чертежах:

Планы, разрезы чертежей и схемы систем 1:50; 1:100; 1:200

Планы и разрезы чертежей установок систем и их фрагменты 1:50; 1:100

Узлы планов и разрезов чертежей систем 1:20; 1:50

Каждой системе присваивают обозначение, состоящее из марки (табл. 3.11 и порядкового номера системы в пределах марки (например П1, П2).

Таблица 3.11

Обозначение систем

Наименование систем и установок систем	Марка
С механическим побуждением:	
– приточные системы, установки систем	П
– вытяжные системы, установки систем	В
– воздушные завесы	У
– агрегаты отопительные	А
С естественным побуждением:	
– приточные системы	ПЕ
– вытяжные системы	ВЕ

Лючки для замеров параметров воздуха обозначаются маркой «ЛП», лючки для чистки воздуховодов – маркой «ЛВ».

В приложениях 1...4 приведены примеры выполнения плана и схем систем отопления и вентиляции (заимствованы из ГОСТ 21.602- 2003).

4. ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ И ПАРΟΣНАБЖЕНИЕ

4.1. Расчет расхода горячей воды, пара и теплоты на горячее водоснабжение и пароснабжение

Горячая вода расходуется на коммунально-бытовые (жилые дома, детские сады, предприятия общественного питания, бани и т.д.) и производственные (технологические) нужды. На производственные нужды расходуется и пар. По СП 30.13330.2016 (п. 5.1.2) температура горячей воды в местах водоразбора независимо от применяемой системы теплоснабжения должна быть не ниже 60 °С и не выше 75 °С.

Средненедельный (за отопительный период) расход горячей воды $G_{\Gamma}^{\text{ср}}$, кг/с, и тепловой поток $Q_{\Gamma}^{\text{ср}}$, Вт, бытового горячего водоснабжения (ГВС) отдельных жилых зданий определяются по формулам [4]:

$$G_{\Gamma}^{\text{ср}} = \frac{ma}{n_c}; \quad Q_{\Gamma}^{\text{ср}} = \frac{1,2ma(t_g - t_x)C}{n_c}, \quad (4.1)$$

где m – количество жителей; a – норма расхода горячей воды для жилых зданий, кг (л) на 1 человека в сутки (см. Прил. 1); t_g , t_x – температуры горячей и холодной воды, °С (в зимний период при отсутствии данных принимаются $t_x = 5$ °С); n_c – расчетная длительность подачи теплоты на горячее водоснабжение, с/сут (при круглосуточной подаче $n_c = 24 \cdot 3600$ с); C – удельная теплоемкость воды, принимаемая в расчетах равной 4187 Дж/(кг·°С); коэффициент 1,2 учитывает выстывание горячей воды в абонентских системах горячего водоснабжения.

Расчетный (максимальный) расход горячей воды G_{Γ} , кг/с, и тепловой поток Q_{Γ} , Вт, на бытовое горячее водоснабжение определяются по средненедельному расходу горячей воды с учетом коэффициентов недельной β_n и суточной β_c неравномерности потребления горячей воды по формулам [4]

$$G_{\Gamma} = \beta_n \beta_c G_{\Gamma}^{\text{ср}}; \quad Q_{\Gamma} = \beta_n \beta_c Q_{\Gamma}^{\text{ср}}. \quad (4.2)$$

При отсутствии опытных данных рекомендуется принимать для жилых и общественных зданий $\beta_n = 1,2$; $\beta_c = 1,7 \dots 2,0$, для промышленных зданий и предприятий $\beta_n = 1,0$ и $\beta_c = 1,0$.

В Приложении 5 приведены нормы расхода воды потребителями по СП 30.13330.2016.

Максимальный (расчетный) поток теплоты (Вт), расходуемый на горячее водоснабжение производственных зданий, определяется по формуле [4]:

$$Q_{Г.п} = \frac{G_{Г}(t_{Г} - t_{х})C}{3600}, \quad (4.3)$$

где $G_{Г}$ – расход горячей воды в часы наибольшего водопотребления, кг/ч.

Расход горячей воды (кг/ч) различными объектами в часы наибольшего водопотребления определяется по следующим формулам:

– для систем ГВС производственных помещений

$$G_{Г} = \frac{mb}{n_c}; \quad (4.4)$$

– для душевых бытовых помещений

$$G_{Г} = nd; \quad (4.5)$$

– для моечных установок, бань и предприятий общественного питания

$$G_{Г} = nd; \quad (4.6)$$

– для прачечных

$$G_{Г} = \frac{Pd}{T_{см}}, \quad (4.7)$$

где b – норма расхода горячей воды на 1 работника; n_c – расчетная длительность расхода горячей воды, с; d – норма потребления горячей воды на 1 душевую сетку в час, на 1 машину или единицу оборудования, на 1 посетителя, на 1 кг сухого белья (Прил. 1); n – число душевых сеток, пропускная способность установки в 1 ч (для бань n – число мест в раздевальной; для предприятий общественного питания n – число реализованных блюд ($n = 4,4Z$, если Z – число посадочных мест); P – производительность прачечной, кг сухого белья в смену; $T_{см}$ – число часов работы в смену.

Тепловые нагрузки систем горячего водоснабжения и пароснабжения технологических объектов зависят от характера технологического процесса и при отсутствии более точных данных ориентировочно могут

быть определены исходя из норм расхода теплоты, пара или горячей воды на единицу производимой (перерабатываемой) продукции или оборудования и т.д.

Максимальный (расчетный) тепловой поток (Вт) системы горячего водоснабжения для производства и переработки продукции определяется по нормам расхода горячей воды или по удельным расходам теплоты на производство единицы продукции по формулам:

$$Q_{\Gamma} = \sum_{i=1}^n \frac{q_i M_i}{T_{\text{см}} 3600}; \quad Q_{\Gamma} = \sum_i^n \frac{d_i M_i (t_{\Gamma} - t_x) C}{T_{\text{см}} 3600}, \quad (4.8)$$

где q_i – среднегодовые удельные расходы теплоты (Дж/кг, Гкал/т, Гкал/м³ и т.д.) на производство единицы продукции; d_i – норма потребления горячей воды на производство единицы данного вида продукции, (кг/кг, т/т и т.д); M_i – производительность цеха по производству этого вида продукции в смену; $T_{\text{см}}$ – время смены, ч.

Тепловые нагрузки (Вт) систем горячего водоснабжения в летний период рассчитываются по формуле :

$$Q_{\Gamma}^{\text{л}} = \alpha Q_{\Gamma} \frac{t_{\Gamma} - t_{\text{х.л}}}{t_{\Gamma} - t_{\text{х}}}, \quad (4.9)$$

где Q_{Γ} – тепловая мощность систем горячего водоснабжения в отопительный период, Вт; $t_{\text{х.л}}$ – температура холодной воды в летний период (принимается равной 15 °С); α – коэффициент, учитывающий снижение расхода горячей воды в неотопительный период по сравнению с отопительным периодом. При отсутствии данных можно принять для жилищно-коммунального сектора $\alpha = 0,8$ (для курортных и южных городов $\alpha = 1,5$), для предприятий $\alpha = 1,0$.

Расчетный тепловой поток (Вт) паровой системы теплоснабжения цехов по переработке сельскохозяйственной продукции при неполном возврате конденсата определяется по формуле

$$Q_{\Pi} = \frac{G_{\Pi}(h_{\Pi} - h_{\text{х}}) - G_{\text{к}}C(t_{\text{к}} - t_{\text{х}})}{3600}, \quad (4.10)$$

где G_{Π} – расход пара в часы наибольшего теплопотребления, кг/ч; $G_{\text{к}}$ – количество возвращаемого конденсата, кг/ч; C – теплоемкость воды, Дж/(кг·°С); $t_{\text{к}}$, $t_{\text{х}}$ – температуры конденсата (принимается на 5...8 °С

меньше температуры конденсации) и исходной холодной воды, °С;
 $h_{\text{п}}$ – удельная энтальпия пара, Дж/кг (определяется по hs -диаграмме);
 $h_{\text{х}} = Ct_{\text{х}}$ – энтальпия исходной холодной воды;

$$G_{\text{п}} = d_{\text{п}}M, \quad G_{\text{к}} = \rho G_{\text{п}}, \quad (4.11)$$

где $d_{\text{п}}$ – удельный расход пара на тепловую обработку 1 кг данной продукции, кг/кг (Прил. 6...9); M – производительность цеха по переработке этой продукции, кг/ч; ρ – коэффициент возврата конденсата.

Пример 4.1. Определите расчетную тепловую нагрузку мясоперерабатывающего предприятия, производящего 12 т свинины и 5 т мясных продуктов (колбасных изделий) в смену. Продолжительность смены 7 часов. От потребителя будет возвращено 30 % конденсата с температурой 95 °С. Температура холодной воды $t_{\text{х}} = 5$ °С.

Решение. Нормы расхода горячей воды с $t_{\text{г}} = 65$ °С на производство свинины $q_1 = 5,2 + 0,45 = 5,65$ м³/т; на переработку мяса $q_2 = 1,6 + 1,18 = 2,78$ м³/т; расход пара на производство свинины $q_{\text{п1}} = 0,60$ т/т, на переработку мяса $q_{\text{п2}} = 0,38$ т/т (Прил. 6, 7). Энтальпия пара $h_{\text{п}} = 2700$ кДж/кг (избыточное давление 68,7 кПа). Плотность воды при $t_2 = 65$ °С $\rho = 880$ кг/м³.

Часовая производительность цеха по производству свинины $M_1 = 12 \cdot 10^3 / 7 = 1714,3$ кг/ч, по переработке мяса $M_2 = 5 \cdot 10^3 / 7 = 714,3$ кг/ч.

Расход пара на производство мяса $G_{\text{п1}} = 0,60 \cdot 1714,3 = 1028,6$ кг/ч; на переработку мяса $G_{\text{п2}} = 0,39 \cdot 714,3 = 278,6$ кг/ч.

Расчетная тепловая нагрузка (кВт) на горячее водоснабжение определяется по формуле (4.8)

$$Q_{\text{г}} = \frac{(5,65 \cdot 980,5 \cdot 1714,3 + 2,78 \cdot 980,5 \cdot 714,3) 10^{-3} (65 - 5) 4,19}{3600} = 798,6 \text{ кВт.}$$

Расчетная тепловая нагрузка (кВт) системы пароснабжения определяется по формуле (4.11):

$$Q_{\text{п}} = \frac{(1028,6 + 278,6)(2700 - 4,19 \cdot 5) - 0,3 \cdot 4,19 \cdot (1028,6 + 278,6)(95 - 5)}{3600} = 972,7 \text{ кВт.}$$

Общая тепловая нагрузка:

$$Q = 798,6 + 972,7 = 1771,3 \text{ кВт.}$$

Пример 4.2. Цех малого предприятия производит 400 банок вместимостью 1 л (масса нетто 1,2 кг) и 600 банок с вместимостью 0,8 л (масса нетто 0,96 кг) овощных консервов в смену. Продолжительность смены 7 ч. Определите технологическую тепловую нагрузку цеха.

Решение. Производительность цеха выражается в учетных банках. Масса нетто учетной банки составляет 400 гр. Коэффициент перевода физических банок в учетные по массе $k = \frac{m}{400}$, где m – масса нетто

продукции в физической банке, г; по концентрации продукта $k = \frac{mc}{400B}$,

где c – стандартная массовая доля сухого вещества в готовой продукции, %; B – базовое содержание сухого вещества в сырье или соке, %. В Приложении 8 приведены некоторые нормы расхода тепловой энергии на производство консервной продукции.

Производительность цеха в смену в учетных банках составляет

$$n_{yb} = 400 \cdot k_1 + 500 \cdot k_2 = 400 \frac{1200}{400} + 600 \frac{960}{400} = 2640 \text{ у.б./смену.}$$

Расход тепловой энергии на производство одной тысячи учетных банок овощных консервов составляет 0,48 Гкал/Т.У.Б. (Прил. 8).

Технологическая тепловая нагрузка

$$Q_t = \frac{2,64 \cdot 0,48}{7} = 0,181 \text{ Гкал/ч} = 210503 \text{ Вт.}$$

(1 кал $\approx$ 4,19 Дж; 1 ккал/ч = 1,163 Вт).

4.2. Расчет водопроводной сети горячей воды

Целью гидравлического расчета систем горячего водоснабжения является обеспечение во всех водоразборных приборах здания необходимого расхода горячей воды с температурой не ниже 60 °С и не выше 75 °С. Диаметры подающих и разводящих трубопроводов должны приниматься с таким расчетом, чтобы при движении горячей воды от ввода до наиболее удаленной и высоко расположенной точки

водоразбора располагаемый напор в системе был использован максимально, то есть потери напора в трубопроводах этой линии должны быть равны напору водопроводной воды на вводе.

Гидравлический расчет циркуляционных систем горячего водоснабжения по СП 30.13330.2016 следует производить для двух режимов подачи воды (водоразбора и циркуляции):

а) определение расчетных секундных расходов воды, подбор диаметров подающих трубопроводов и определение потерь давления по подающим трубопроводам в режиме водоразбора;

б) подбор диаметров циркуляционных трубопроводов, определение требуемого циркуляционного секундного расхода и увязка потерь давления по отдельным кольцам сетей горячего водоснабжения в режиме циркуляции. В режиме минимального водоразбора в ночной период величину циркуляционного расхода горячей воды следует принимать равной 30–40 % расчетного среднего секундного расхода воды.

Подбор диаметров подающих трубопроводов сетей горячего водоснабжения в режиме водоразбора следует выполнять при расчетном максимальном секундном расходе горячей воды G_T с коэффициентом $K_{\text{цирк}}$, учитывающим остаточный циркуляционный расход в режиме водоразбора по формуле

$$G_p = G_T(1 + K_{\text{цирк}}). \quad (4.12)$$

Коэффициент $K_{\text{цирк}}$ следует принимать: 1,1 – для водонагревателей и участков подающих трубопроводов сетей горячего водоснабжения до последнего водоразборного узла главной расчетной ветви; 1,0 – для остальных участков подающих трубопроводов.

Диаметры водоразборных стояков в водоразборном узле следует выбирать по величине расчетного максимального секундного расхода воды в стояке с коэффициентом 0,7, при условии, что длина кольцующих перемычек от места последнего отбора воды (по ходу движения воды) одного водоразборного стояка до аналогичной точки другого водоразборного стояка не превышает длину самого водоразборного стояка.

Гидравлический расчет выполняется в следующей последовательности:

1. На плане помещения намечаются все потребители горячей воды. Выбирают рациональный вариант прокладки трубопроводов от теплового узла (узла ввода) до потребителей горячей воды.

2. Выполняется расчетная (аксонометрическая) схема системы горячего водоснабжения. На схеме намечаются трубопроводная и водоразборная арматура, вводы водопровода и теплоносителя, подогреватели, насосы и другое необходимое оборудование.

3. Расчет начинается от ввода до наиболее удаленной и высоко расположенной точки водоразбора. Выявляются и нумеруются расчетные участки – участки труб с неизменным расходом теплоносителя. Указываются расчетные расходы теплоносителя (кг/с) и длина каждого участка (м).

4. Определяются расчетные диаметры трубопроводов на каждом участке. Диаметры подающих трубопроводов (м) горячего водоснабжения, проложенных в производственных и других помещениях, можно определить упрощенным методом по допустимым скоростям движения воды по формуле

$$d_p = \sqrt{\frac{4G_p}{\pi \vartheta \rho}}, \quad (4.13)$$

где G_p – расчетный расход теплоносителя на расчетном участке с учетом остаточного циркуляционного расхода в режиме водоразбора, кг/с; ϑ – скорость движения теплоносителя на участке трубопровода, м/с; ρ – плотность теплоносителя при данной температуре, кг/м³ (см. табл. 4.1).

Скорость движения горячей воды в трубопроводах системы горячего водоснабжения не должна превышать 1,5 м/с [12].

Таблица 4.1

Плотность воды ρ в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho_{\text{в}}, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho_{\text{в}}, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho_{\text{в}}, \text{кг/м}^3$
40	992,2	90	965,3	115	947,4
50	988,1	95	961,9	120	943,1
60	983,2	100	958,3	130	934,8
70	977,8	105	955,1	140	926,1
80	971,3	110	951,0	150	916,9

5. Из сортамента труб, выпускаемых промышленностью, выбирается труба с ближайшим по величине диаметром.

Диаметры труб, подводящих горячую воду к водоразборным приборам, принимаются в зависимости от количества водоразборных приборов (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Диаметры труб ответвлений в зависимости от количества
водоразборных приборов [13]

Количество приборов	1	3	6	12	20
Диаметры труб, мм	10...15	15	20	25	32

Примечания:

1. Диаметр трубы к двум душевым сеткам должен быть не менее 20 мм.
2. Диаметр трубы к двум кранам в мойках общепита принимать не менее 25 мм.

Величина напора, $H_{\text{тр}}$, м, необходимая для подачи воды потребителю, определяется по формуле [13]:

$$H_{\text{тр}} = H + H_{\text{с}} + H_{\text{Г}} + H_{\text{св}}, \quad (4.14)$$

где H – потери напора на участках подающего трубопровода от ввода до наиболее удаленной и высокорасположенной точки водоразбора, м; $H_{\text{с}}$ – потери напора в секционных водоподогревателях, м; $H_{\text{Г}}$ – геодезическая высота подачи воды от оси трубопровода водопроводной воли на вводе до оси наиболее высокорасположенного водоразборного прибора, м; $H_{\text{св}}$ – свободный напор в наиболее высокорасположенном водоразборном приборе, м.

Потери напора на участках стальных трубопроводов систем горячего водоснабжения следует определять с учетом зарастания труб в процессе эксплуатации по формуле

$$H = i \cdot l (1 + k_l), \quad (4.15)$$

где i – удельные потери напора, принимаемые согласно рекомендуемому [13] (рис. 4.1); k_l – коэффициент, учитывающий потери напора в местных сопротивлениях, значения которого следует принимать: 0,2 – для подающих и циркуляционных распределительных трубопроводов, 0,5 – для трубопроводов в пределах тепловых пунктов, а также для трубопроводов водоразборных стояков с полотенцесушителями; 0,1 – для трубопроводов водоразборных стояков без полотенцесушителей и циркуляционных стояков.

В системах горячего водоснабжения, присоединяемых к закрытым тепловым сетям, потери давления в секционных водоподогревателях $H_{\text{с}}$ при расчетном водоразборе можно ориентировочно принимать 50...80 кПа [8].

Свободный напор $H_{св}$, необходимый для обеспечения нормальной скорости истечения воды из водоразборных кранов у раковин, моек, умывальников и смесителей у умывальников, принимаются не менее 2 м; для смесителей у ванн и душевых сеток – не менее 3 м; для душевых сеток в групповых установках – до 4 м.

Потери напора в подающих и циркуляционных трубопроводах от водонагревателя до наиболее удаленных водоразборных или циркуляционных стояков каждой ветви системы не должны отличаться для разных ветвей более чем на 10 %.

В сетях открытого горячего водоразбора из трубопроводов тепловой сети потери давления следует определять с учетом давления в обратном трубопроводе тепловой сети, удельные потери напора i в стальных трубах в формуле (4.15) не следует учитывать зарастание труб в процессе эксплуатации.

Удельные потери напора на участках металлополимерных труб систем горячего водоснабжения следует принимать с учетом рекомендаций СП 40-103-98 (рис. 4.2, табл. 4.3).

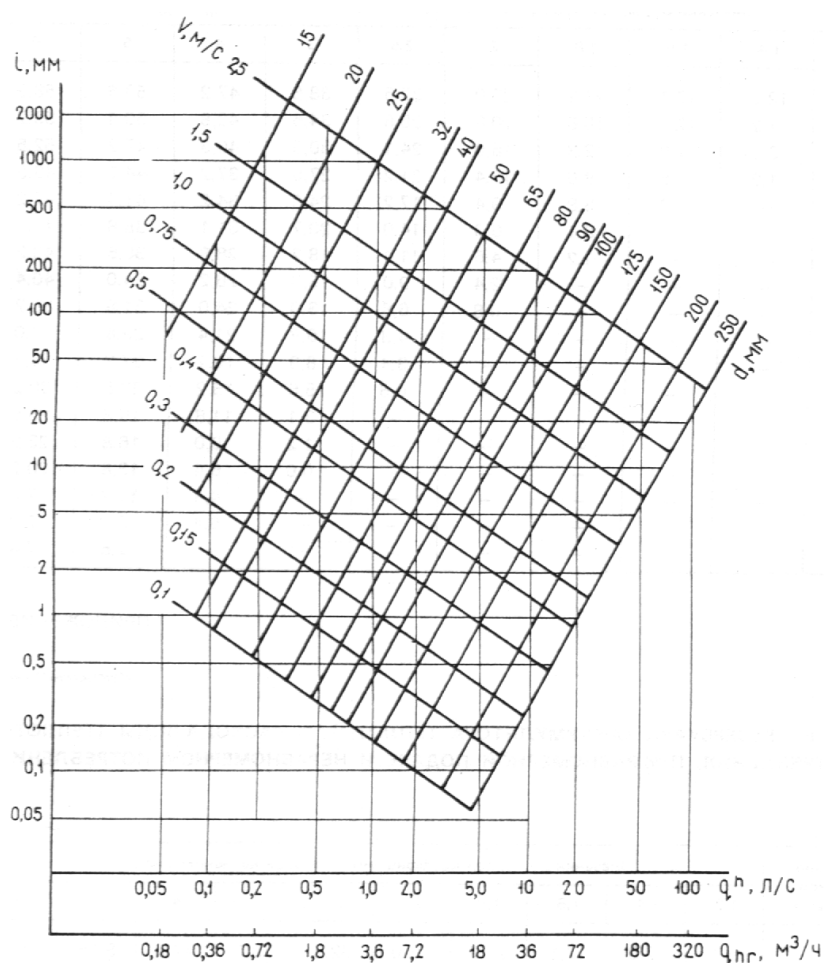


Рис. 4.1. Номограмма для приближенного гидравлического расчета водопровода горячей воды из стальных труб с учетом зарастания в процессе эксплуатации (рекомендуемое) [13]

Таблица 4.3

Таблица для гидравлических расчетов водопровода горячей (60°C) воды из металлополимерных труб по ТУ 2248-001-29325094-97 [14]

Q , л/с	$d = 14$ мм		$d = 16$ мм		$d = 18$ мм		$d = 20$ мм		$d = 25$ мм	
	V , м/с	1000 <i>i</i>	V , м/с	1000 <i>i</i>	V , м/с	1000 <i>i</i>	V , м/с	1000 <i>i</i>	V , м/с	1000 <i>i</i>
0,02	0,26	13,75	0,18	5,78	0,13	2,69	0,11	1,77	0,064	0,495
0,04	0,53	48,51	0,36	15,66	0,27	9,41	0,22	5,73	0,13	1,66
0,06	0,79	99,32	0,55	40,62	0,4	18,82	0,33	11,23	0,19	3,18
0,08	1,06	170,16	0,73	67,82	0,63	31,16	0,43	18,66	0,26	5,56
0,1	1,32	251,92	0,91	100,43	0,67	47,21	0,54	28,48	0,32	7,93
0,14	1,85	464,88	1,28	188,81	0,93	86,11	0,76	52,35	0,45	14,73
0,18	2,38	739,51	1,64	296,31	1,2	136,88	0,98	82,94	0,58	23,15
0,3			2,73	758,99	2,00	349,45	1,63	212,85	0,96	57,40
0,5					3,33	899,49	2,71	544,15	1,6	146,12
0,7							3,80	1017,15	2,24	274,15
0,9									2,88	436,79
1,2									3,84	749,61
1,6									5,12	1288,83

В табл. 4.4 приведены основные сведения о металлополимерных трубах.

В правильно запроектированной системе величина напора $H_{\text{тр}}$, м, необходимая для подачи воды потребителю, должна быть равна напору водопроводной воды на вводе $H_{\text{в}}$, а в сетях открытого горячего водоразбора из трубопроводов тепловой сети – давлению в обратном трубопроводе тепловой сети.

При недостаточном напоре в водопроводной сети следует предусмотреть перед водоподогревателем повысительный насос с напором ΔH не менее, м:

$$\Delta H = H_{\text{тр}} - H_{\text{в}}.$$

Производительность повысительного насоса принимается по расчетному (максимальному) расходу горячей воды в системе.

Таблица 4.4

Сортамент и масса металлополимерных труб

№ п.п.	Нормативно- техническая документация	Номинальный диаметр, мм		Толщина стенки с допуском, мм	Толщина алюминиевой фольги с допуском, мм	Теорети- ческая масса 1 м длины, кг
		внутренний с допуском	наружный с допуском			
1	ТУ 2248-001- 07629379-96,	$12^{+0,2}_{-0,1}$	$16 \pm 0,3$	$2,0^{+0,15}_{-0,1}$	$0,2^{+0,01}_{-0,02}$	0,095
	ТУ 2248-004- 07629379-97	$20^{+0,2}_{-0,1}$	$25 \pm 0,3$	$2,5^{+0,2}_{-0,1}$	$0,2 \pm 0,01$	0,2
2	ТУ 2248-001- 29325094-97	$10 \pm 0,2$	$14 \pm 0,15$	$2,0^{+0,25}_{-0,05}$	$0,2 \pm 0,02$	0,092
		$12 \pm 0,2$	$16 \pm 0,15$	$2,0^{+0,25}_{-0,05}$	$0,2 \pm 0,02$	0,105
		$14 \pm 0,2$	$18 \pm 0,15$	$2,0^{+0,25}_{-0,05}$	$0,24 \pm 0,02$	0,128
		$16^{+0,2}_{-0,1}$	$20 \pm 0,15$	$2,25^{+0,25}_{-0,05}$	$0,24 \pm 0,02$	0,150
		$20^{+0,2}_{-0,1}$	$25 \pm 0,20$	$2,5^{+0,25}_{-0,05}$	$0,30 \pm 0,02$	0,204
3	Трубы "Метапол"	12	$16,0 \pm 0,3$	$2,25 \pm 0,2$	$0,5 \pm 0,04$	0,125
		15	$20,0 \pm 0,3$	$2,50 \pm 0,2$	$0,5 \pm 0,04$	0,185
		20	$26,0 \pm 0,3$	$3,00 \pm 0,2$	$0,7 \pm 0,04$	0,300
		26	$32,3 \pm 0,3$	$3,20 \pm 0,2$	$0,7 \pm 0,04$	0,390
		32	$40,3 \pm 0,3$	$3,90 \pm 0,2$	$0,7 \pm 0,04$	0,550
		40	$48,0 \pm 0,3$	$4,00 \pm 0,3$	$0,8 \pm 0,04$	0,755
		50	$60,0 \pm 0,3$	$4,50 \pm 0,3$	$0,8 \pm 0,04$	0,985
		60	$76,0 \pm 0,3$	$5,20 \pm 0,3$	$1,0 \pm 0,04$	1,480

Удельные потери напора на участках труб из полимерных материалов систем горячего водоснабжения следует принимать с учетом рекомендаций СП 40-102-2000 (рис. 4.3).

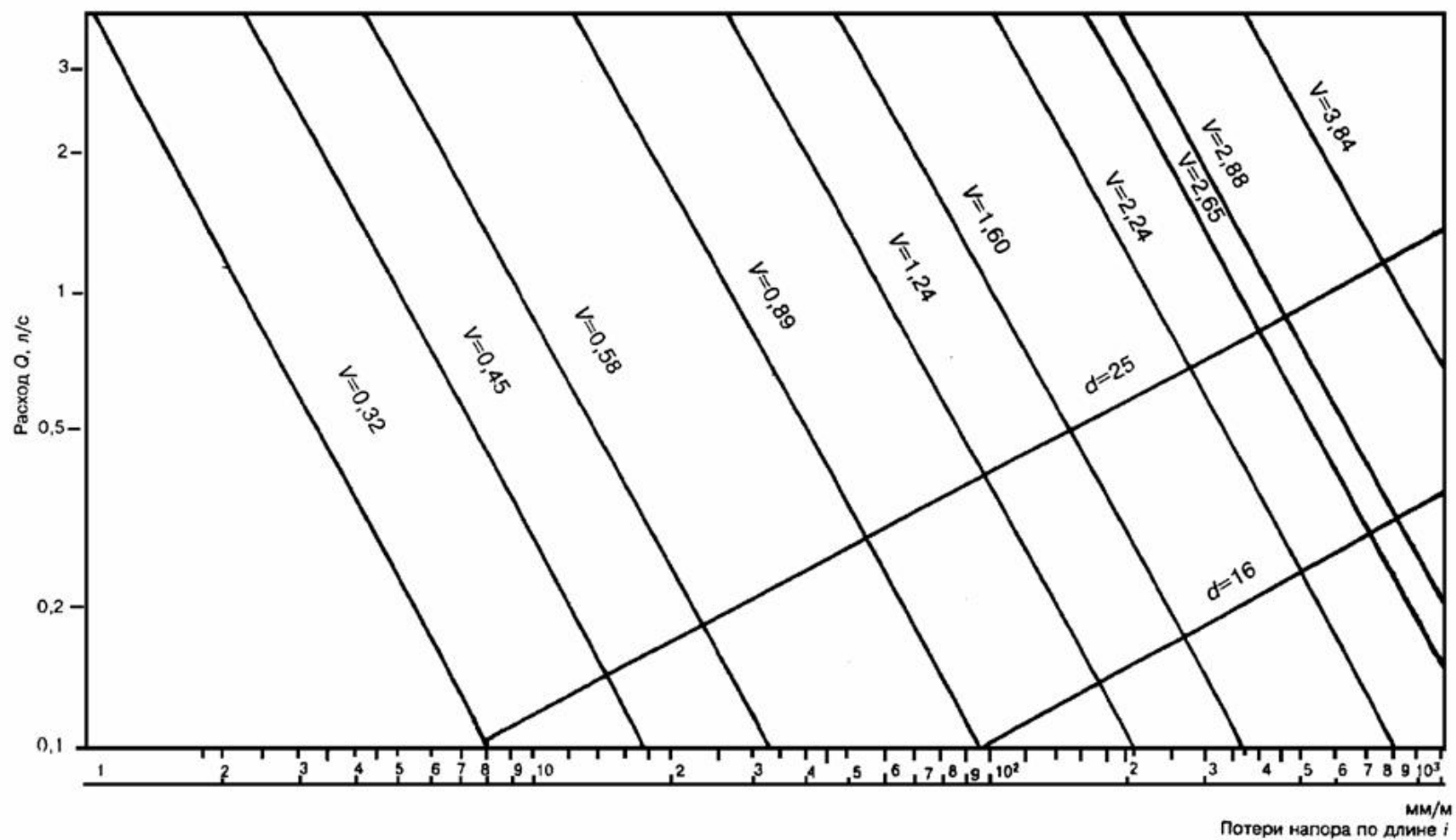


Рис. 4.2. Номограмма для приближенного гидравлического расчета водопровода горячей воды из металлополимерных труб по ТУ 2248-004-07629379-97[14]

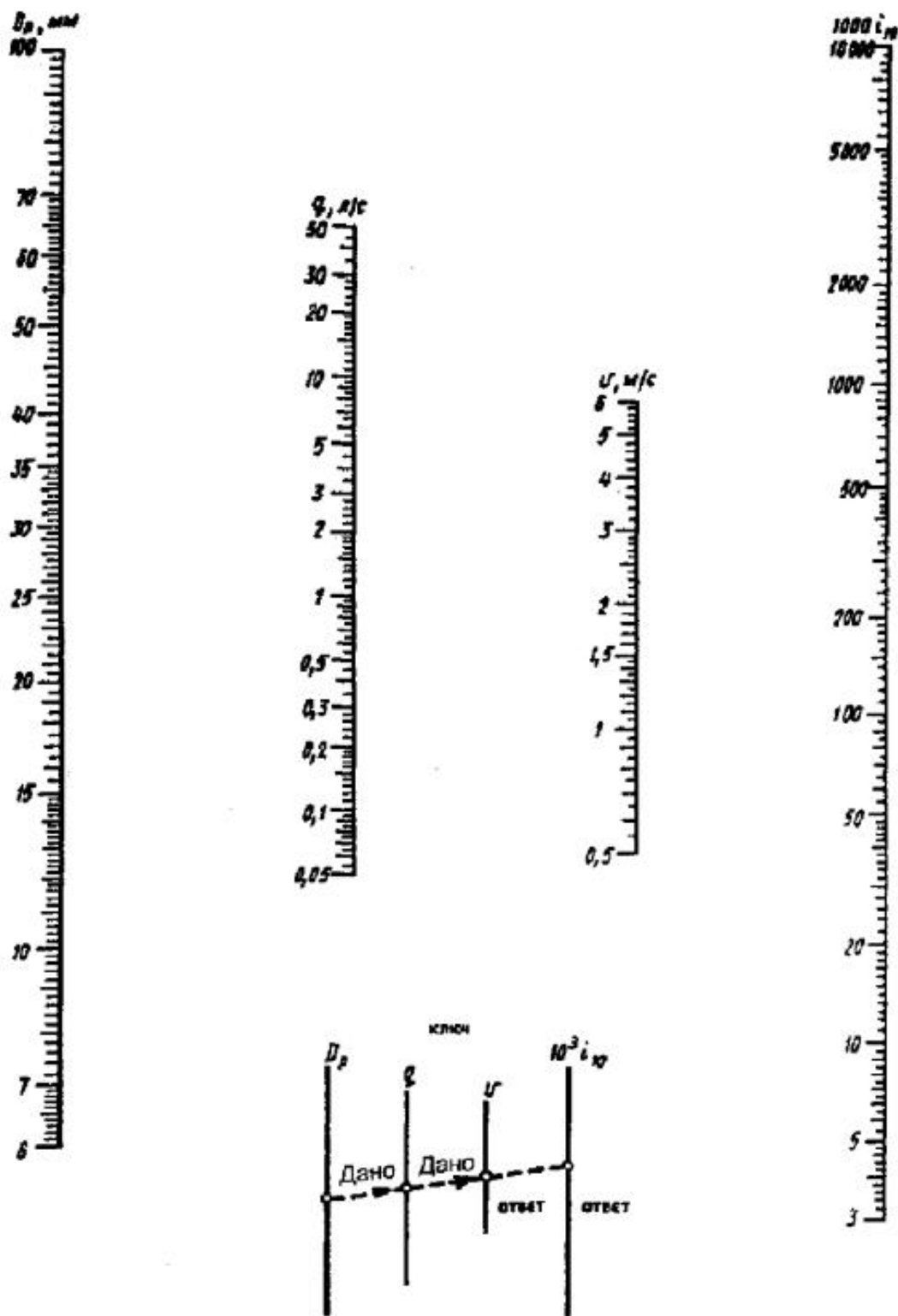


Рис. 4.3. Номограмма для определения потерь напора в трубах из полимерных материалов диаметром 6–100 мм (при $K_3 = 0,00002$ м) [15]

5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ

Объем и содержание исходных данных зависят от темы и задания на проектирование. К заданию прилагаются: генеральный план объекта проектирования; технические характеристики и эксплуатационные показатели (наружные размеры или строительный объем зданий, расчетные тепловые нагрузки, производственная программа, мощность оборудования и т.д.).

На основании задания на проектирование, исходных данных и справочно-нормативной литературы студентом оформляются таблицы исходных данных.

Расчетно-пояснительная записка должна включать в себя следующие разделы: расчет тепловых нагрузок; выбор системы теплоснабжения и источника теплоты; определение годовых расходов теплоты и топлива; регулирование тепловых нагрузок; выбор способа прокладки и конструктивных элементов сетей; гидравлический и тепловой расчет тепловых сетей.

В соответствующих разделах основной части расчетно-пояснительной записки необходимо представить: таблицы расчетных тепловых потоков по видам теплоносителя; таблицы расчета диаметров трубопроводов тепловых сетей; графики качественного регулирования отпуска теплоты и расходов теплоносителя; расчетную схему тепловых сетей; годовой график расхода теплоты.

В графической части следует выполнить план тепловых сетей на генеральном плане объекта; схему тепловых сетей; необходимые сечения тепловых сетей (в двух-трех местах). Графическая часть должна быть выполнена с соблюдением требований ГОСТ 21.705-2016 Система проектной документации для строительства. Правила выполнения рабочей документации тепловых сетей

Одобряется выполнение проекта по теплоснабжению реального предприятия по месту работы или жительства студента. При этом тема проекта, задание и исходные данные должны быть согласованы с руководителем проекта.

5.1. Расчет тепловых нагрузок

При проектировании систем теплоснабжения существующих предприятий тепловые нагрузки следует принимать из соответствующих проектов. Если проектные материалы отсутствуют, то расчетные тепловые

нагрузки допускается определять по укрупненным показателям (удельным тепловым характеристикам зданий) и нормам расходов теплоты и теплоносителя [4,12,13].

Если известны объемы зданий, то максимальные тепловые нагрузки на отопление Q_o , Вт, и вентиляцию Q_v , Вт, отдельных производственных зданий рассчитываются с использованием укрупненных измерителей – удельных тепловых характеристик зданий по формулам [4,13]

$$Q_o = q_o \cdot V(t_v - t_n)(1 + \mu), \quad (5.1)$$

$$Q_v = q_v \cdot V(t_v - t_{n.v}), \quad (5.2)$$

где q_o и q_v – удельные отопительная и вентиляционная характеристики зданий, Вт/(м³·°C) (см. Прил. 13); V – строительный объем зданий, м³; t_v – усредненная расчетная температура внутреннего воздуха, °C; t_n и $t_{n.v}$ – расчетные температуры наружного воздуха при проектировании отопления и вентиляции; °C; μ – коэффициент инфильтрации, учитывающий потери теплоты на нагревание наружного воздуха, инфильтрующегося через притворы окон, дверей и ворот.

Для жилых и общественных зданий теплотери инфильтрацией имеют небольшие значения ($\mu = 0,03 - 0,06$), поэтому для упрощения расчетов их можно не учитывать, т.е. принимается $\mu = 0$. Для учета инфильтрации значение q_o принимается с небольшим запасом [4].

Для промышленных зданий коэффициент инфильтрации можно определить по формуле [14]:

$$\mu = b \sqrt{2gH \left(1 - \frac{t_n + 273}{t_v + 273} \right) + v^2}, \quad (5.3)$$

где b – постоянная инфильтрации, учитывающая коэффициент остекления наружных стен и конструкцию оконных проемов, с/м; для отдельно стоящих промышленных зданий с большими световыми проемами $b = (35 \div 40) \cdot 10^{-3}$, для общественных зданий с двойным остеклением $b = (8 \div 10) \cdot 10^{-3}$; g – ускорение силы тяжести, м/с²; H – высота помещения, м; v – средняя скорость ветра в холодный период года, м/с, в данном регионе, принимаемая по табл. 3.1 СП 131.13330 [2].

Расчетную температуру наружного воздуха, t_n °C, для расчета систем отопления, вентиляции и воздушного душирования в холодный период года в помещениях жилых, общественных, административно-бытовых

и производственных зданий в соответствии с требованиями п. 5.13 СП 60.13330.2016 [3] следует принять равной средней температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92 по СП 131.13330, то есть для этих зданий $t_{н.в} = t_{н.}$

Расчетную температуру наружного воздуха ($^{\circ}\text{C}$) для расчета систем вентиляции и воздушного душирования в холодный период года для зданий сельскохозяйственного назначения, если они не установлены специальными строительными или технологическими нормами, в соответствии с требованиями п.5.14 СП 60.13330.2016 [3] следует принять равной температуре воздуха, $^{\circ}\text{C}$, обеспеченностью 0,94 по СП 131.13330 [2].

Если известны площади, максимальный тепловой поток, Вт, на отопление, вентиляцию отдельных жилых зданий определяют по формуле [4]:

$$Q_o = q_{oa} \cdot A,$$

где q_{oa} – удельная отопительная и вентиляционная характеристика здания, $\text{Вт}/\text{м}^2$ (принимается по СП 124.13330, Прил. 11); A – площадь помещений здания, м^2 .

Средняя (за отопительный период) Q_{Γ}^{cp} , Вт, и расчетная Q_{Γ} , Вт, тепловые мощности систем горячего водоснабжения жилых и общественных зданий определяются по формулам (4.1) и (4.2).

Нормы расхода горячей воды на коммунально-бытовые нужды приведены в Приложении 5.

Максимальный (расчетный) поток теплоты (Вт), расходуемый на горячее водоснабжение производственных зданий, определяется по формуле (4.3).

Средний за смену тепловой поток (Вт) системы горячего водоснабжения для производства и переработки продукции можно определить по нормам расхода горячей воды или по среднегодовым удельным расходам теплоты на производство единицы продукции по формулам (4.8).

Тепловые нагрузки систем горячего водоснабжения в летний период рассчитываются по уравнению [5]:

$$Q_{\Gamma}^{\text{л}} = \alpha Q_{\Gamma} \frac{t_{\Gamma} - t_{\text{х.л}}}{t_{\Gamma} - t_{\text{х.з}}}, \quad (5.4)$$

где α – коэффициент, учитывающий снижение расхода горячей воды летом по сравнению с зимой; для жилых и общественных зданий – 0,8; для технологических потребителей – 1,0; Q_{Γ} – тепловая нагрузка системы горячего водоснабжения в отопительный период, кВт; $t_{х.л}$ – температура холодной воды в неотапливаемый летний период (принимается равной 15 °С), °С; t_{Γ} – температура горячей воды (принимается равной 60 °С); $t_{х.з}$ – температура холодной воды в отопительный период, °С ($t_{х.з} = 5$ °С).

Среднесменный тепловой поток паровой системы теплоснабжения технологических потребителей, кВт, рассчитывается на основании норм расхода пара на единицу продукции по формуле

$$Q_{\Pi} = \sum_{i=1}^n \frac{m_{i\Pi} M_i [h_{\Pi} - \beta_i h_{\kappa} - (1 - \beta_i) h_{\text{в}}]}{T_{\text{см}} \cdot 3600}, \quad (5.5)$$

где β_j – доля (от единицы) возвращаемого конденсата; $m_{i\Pi}$ – нормы расхода пара на производство единицы данного вида продукции, кг/кг, т/т; M_i – сменная выработка продукции данного вида, кг/см., т/см.; h_{Π} , h_{κ} и $h_{\text{в}}$ – удельные энтальпии пара, конденсата и питательной воды в котельной установке, кДж/кг.

В расчетно-пояснительной записке следует представить методику и результаты расчета тепловых нагрузок одного объекта. Результаты расчетов аналогичных однотипных тепловых нагрузок других объектов следует представить в табличной форме (см. табл. 5.1).

Таблица 5.1

Тепловые нагрузки предприятия

№	Наименование объекта	$V_{\text{н}},$ м ³	$q_{\text{о}},$ Вт/(м ³ ·°С)	$q_{\text{в}},$ Вт/(м ³ ·°С)	$Q_{\text{о}},$ кВт	$Q_{\text{в}},$ кВт	$Q_{\text{г.в}},$ кВт	$Q_{\text{п}},$ кВт	$\Sigma Q,$ кВт
Итого									

5.2. Выбор системы теплоснабжения и источника теплоты

Выбор теплоносителя и системы теплоснабжения определяется техническими и экономическими соображениями и зависит главным образом от вида и плотности тепловой нагрузки, типа источника теплоты.

Рекомендуется максимально упростить систему теплоснабжения. Чем система проще, тем она дешевле в сооружении и надежнее в эксплуатации. Значительно упрощает систему теплоснабжения применение единого теплоносителя для всех видов тепловой нагрузки.

При выборе варианта теплоснабжения нужно учитывать всю совокупность затрат, влияющих на себестоимость единицы тепловой энергии.

Расчеты показывают, что теплоснабжение крупных предприятий, имеющих компактное расположение производственных, общественных, коммунально-бытовых и жилых потребителей теплоты, при плотности тепловой нагрузки более 0,37 МВт/га рекомендуется осуществлять от централизованных систем теплоснабжения. В случае большой рассредоточенности потребителей теплоты, когда тепловая нагрузка не превышает 4,0 МДж/м тепловых сетей, экономически целесообразно осуществлять децентрализованное теплоснабжение.

При подаче теплоты в системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения рекомендуется использовать водяные системы теплоснабжения. Наиболее приемлемы двухтрубные системы: по подающему трубопроводу вода поступает к потребителям, а по обратному возвращается охлажденной в источник теплоснабжения.

Температура воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети предприятия при расчетной температуре наружного воздуха принимается по температурному графику работы источника теплоты в централизованной системе теплоснабжения. И только в местных системах теплоснабжения, когда расчетная тепловая нагрузка не превышает 5,8 МВт, допускается применение в подающей магистрали воды с температурой 95...110 °С в соответствии с расчетной температурой в местных системах отопления.

Для упрощения устройства тепловых пунктов желательно использовать системы теплоснабжения с зависимым присоединением оборудования отопления к тепловым сетям. При этом, если температура теплоносителя в подающем трубопроводе не превышает предельно допустимую температуру воды для местной системы отопления (табл. 5.2), то системы отопления зданий присоединяются к тепловым сетям непосредственно. Если температура теплоносителя больше допустимой для системы отопления данного здания, то его система отопления присоединится к тепловым сетям через смесительные устройства (элеватор, насосы и др). Эти устройства снижают температуру воды, поступающей из подающей магистрали теплосети, до заданного значения

путем подмешивания к ней охлажденной воды из обратной линии системы отопления. Калориферы вентиляционных систем и воздушного отопления непосредственно подключают к тепловой сети.

Таблица 5.2

Допустимые температуры теплоносителя в отопительных приборах

№ п/п	Объект	t , °С
1	Жилые здания, общежития, школы, библиотеки, лечебно-профилактические учреждения	95
2	Детские ясли, сады, больницы	85
3	Столовые, магазины, бани, прачечная	150
4	Сельскохозяйственные производственные здания	150
5	Вспомогательные здания и помещения сельскохозяйственных производственных предприятий	95

При такой схеме присоединения нагревательным приборам системы отопления и вентиляции полностью передается давление теплосети, которое не должно превышать допустимого для приборов рабочего избыточного давления.

Для удовлетворения спроса в горячем водоснабжении малых производственных потребителей, как правило, предусматриваются открытые системы теплоснабжения с непосредственным отбором горячей воды из тепловой сети. Местная разводка горячего водоснабжения присоединится к подающему и обратному трубопроводам теплосети через смеситель, регулирующий температуру смешанной воды, идущей на водоразбор. При открытых тепловых сетях системы горячего водоснабжения работают надежнее, чем при закрытых, так как в них проходит химически обработанная сетевая вода, хотя при этом повышаются затраты на водоподготовку.

Для крупных потребителей горячей воды предусматривают закрытые системы теплоснабжения с подготовкой горячей воды в теплообменниках (водоподогревателях).

Преимущественное распространение в центральных котельных получили чугунные секционные, а также стальные водогрейные котлы.

Число котлов в котельной должно быть не менее двух (стальных) и не более шести (чугунных). Устанавливать резервные котлы не допускается. Котлы с одинаковым теплоносителем должны иметь одинаковые площади поверхности нагрева.

Кроме чугунных промышленность выпускает и стальные котлы малой производительности. ОАО «Камбарский завод газового оборудования» (Удмуртская республика) выпускает стальные водогрейные котлы с вращающимся потоком воды (благодаря этому уменьшается отложение накипи): КВр-0,25* (ГТЖ)**, КВр-0,4 (ГТЖ), КВр-0,63 (ГТЖ), КВр-0,8 (ГТЖ), КВр-1,00 (ГТЖ), КВр-1,25 (ГТЖ). Такие же стальные водогрейные котлы выпускает ООО «Ижевский котельный завод»: КВ-0,63 (ГТЖ), КВ-0,93 (ГТЖ), КВ-1,16 (ГТЖ), КВ-1,14 (ГТЖ), КВ-1,74 (ГТЖ) и др.

АО «Саратовский завод Энергомаш» выпускает стальные водогрейные котлы (топливо: газ, мазут, дизельное): КВ-Г-0,25-115; КВ-Г-0,5-115; КВЖ-0,6 Г-115; КВ-ГМ-1,05-115; КВЖ-2,0 Г-115; КВЖ-4,0 Г-115.

Белгородский завод энергомашиностроения выпускает водогрейные котлы: КВГ-0,7-115; КВГ-1,1-115; КВЖ-0,3-95Г; КВЖ-2,0-115; КВЖ-3,5-115; КВЖ-5,0-115; КВЖ-8,12-115Г и др.

Для централизованного теплоснабжения малых предприятий применяются паровые котлы низкого давления производительностью 300...1500 кг/ч пара: КГ-300; КЖ-500; КГ-1500; Д-900; Д-721Г-Ф. Давление пара в этих котлах не превышает 70 кПа, а температура равна 120 °С.

К паровым котлам малой производительности, вырабатывающим пар для технологических хозяйственных и бытовых нужд, относятся также котлы Белгородского завода энергетического машиностроения: Е-1-0,9 ГН; Е-1-0,9 ГМ-Д; Е-1,6-0,9 ГН; Е-2,5-0,9 ГМ-Д; КМ-2,5-0,6-1; КПЖ-2,5-0,8 ГМ; КПЖ-4-0,8 ГМ, БЭМ-4-1,3-210 ГМ и др. Первая цифра в маркировке котла означает паропроизводительность (т/ч), вторая цифра – давление пара (МПа), буквы в конце – вид сжигаемого топлива (Г – газ, М – мазут).

В более мощных котельных установках устанавливаются водогрейные котлы типа ТВГ, паровые котлы типа ДКВР и др. Эти котлы позволяют получить теплоноситель – воду с температурой до 150 °С.

Если для покрытия тепловых нагрузок требуются горячая вода и пар, то котельная оборудуется либо одними паровыми котлами, работающими как на паровые, так и на водяные сети (через водонагреватели), либо водогрейными и паровыми котлами. В последнем случае летом работают только паровые котлы, покрывающие нагрузку горячего водоснабжения и паровую технологическую нагрузку.

Расчетная тепловая нагрузка на котельную (Вт) подсчитывается отдельно для холодного и теплого периодов года. В зимнее время она складывается из максимального теплоснабжения систем отопления $\sum Q_0$,

* Цифры в маркировке котлов указывают их тепловую мощность.

** Топливо газовое, твердое, жидкое.

вентиляции $\sum Q_v$, горячего водоснабжения $\sum Q_g$ и затрат теплоты на технологические нужды $\sum Q_t$ потребителей всех объектов, включенных в систему централизованного водоснабжения, Вт [5]:

$$Q_p = 1,2Q_3; \quad Q_3 = \sum Q_o + \sum Q_v + k(\sum Q_g + \sum Q_t), \quad (5.6)$$

где 1,2 – коэффициент запаса, учитывающий непроизводительные потери теплоты в тепловых сетях, расход теплоты на собственные нужды котельной и резерв тепловой мощности на перспективное развитие хозяйства; k – общехозяйственный коэффициент совпадения максимумов нагрузок отдельных потребителей; $k = 0,85 \dots 0,9$ [5].

В летнее время общая нагрузка состоит из суммарных затрат теплоты на горячее водоснабжение $\sum Q_{gl}$ и технологические нужды $\sum Q_{tl}$ всех тепловых потребителей:

$$Q_{p.l} = 1,2Q_l; \quad Q_l = k(\sum Q_{gl} + \sum Q_{tl}). \quad (5.7)$$

Выбрать следует котлы такой тепловой мощности, чтобы она была кратной летней тепловой нагрузке для их более рационального использования в летний период.

Число котлов в котельной определяется по расчетной тепловой нагрузке для холодного периода [5]:

$$n_k = Q_p / Q_k, \quad (5.8)$$

где Q_k – тепловая мощность одного котла.

5.3. График температур теплоносителя в тепловой сети.

В связи с тем, что тепловая нагрузка потребителей не постоянна, а изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха, режима работы системы вентиляции, расхода воды на горячее водоснабжение и технологические нужды, экономные режимы выработки тепловой энергии котельной должны обеспечиваться центральным регулированием отпуска теплоты по преобладающему виду тепловой нагрузки. Вид теплоносителя определяет способ регулирования отпуска теплоты потребителям. В водяных тепловых сетях применяют качественное регулирование подачи теплоты, осуществляемое путем изменения

температуры теплоносителя при постоянном расходе, а в паровых сетях – количественное регулирование, достигаемое изменением расхода теплоносителя постоянной температуры.

При теплоснабжении жилых, общественных и производственных сельскохозяйственных зданий и сооружений центральное качественное регулирование в водяных тепловых сетях обычно ведут по отопительной нагрузке. Температуру теплоносителя изменяют в соответствии с температурным графиком, который строят в зависимости от расчетных температур наружного воздуха.

При построении графика температур воды в тепловой сети (рис. 5.1) исходят из аналитических зависимостей температуры воды в подающем t_{Π} и обратном t_o трубопроводах от наружной температуры t_H . Поскольку эти зависимости близки к линейным, можно ограничиться приближенным построением графика при принятых параметрах теплоносителя t_1 и t_2 для климатического района с температурами $t_{H.В}$ и $t_{H.В.}$.

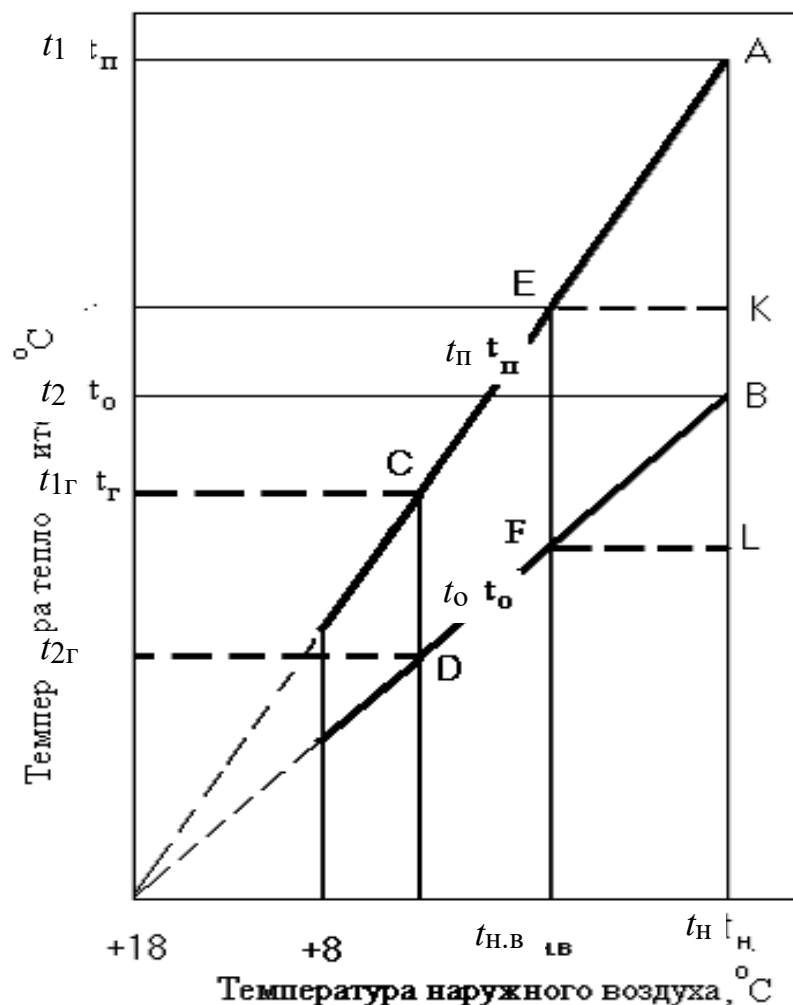


Рис. 5.1. График регулирования температур воды в тепловой сети

По оси абсцисс откладываются значения наружной температуры, по оси ординат – температура сетевой воды. Начало координат совпадает с расчетной внутренней температурой для жилых и общественных зданий ($20\text{ }^{\circ}\text{C}$) и температурой теплоносителя, также равной $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. На пересечении перпендикуляров, восстановленных к осям координат в точках, соответствующих температурам t_1 и t_H , находится точка A , а проведя горизонтальную прямую от температуры обратной воды $t_2 = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ – точка B . Соединив точки A и B с началом координат, получается график изменения температуры теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах в зависимости от температуры наружного воздуха.

При наличии нагрузки горячего водоснабжения температура теплоносителя в подающей линии сети открытого типа не должна опускаться ниже $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, поэтому температурный график для подающей воды имеет точку излома C , левее которой $t_1 = \text{const}$. Подача теплоты на отопление при постоянной температуре t_1 регулируется изменением расхода теплоносителя.

Минимальная температура обратной воды определяется, если через точку C провести вертикальную линию до пересечения с графиком обратной воды. Проекция точки D на ось ординат показывает наименьшее значение t_2 .

Перпендикуляр, восстановленный из точки, соответствующей расчетной наружной вентиляционной температуре для зданий сельскохозяйственного назначения (п. 5.14 СП 60.13330.2016 [3]), пересекает прямые AC и BD в точках E и F , показывающих максимальные температуры прямой и обратной воды для систем вентиляции, которые в диапазоне от $t_{H.B}$ до t_H остаются неизменными (линии EK и FL). В этом диапазоне температур наружного воздуха вентиляционные установки работают с рециркуляцией, степень которой регулируется таким образом, чтобы температура воздуха, поступающего в калориферы, оставалась постоянной.

5.4. Годовой расход теплоты и топлива

Для определения потребности в топливе, разработке режимов использования оборудования, графиков его ремонта и обслуживания и т.п. необходимо знать годовой расход теплоты на теплоснабжение, а также его распределение по времени. Годовой расход теплоты потребителями предприятия определяется по формуле, Дж или ккал:

$$Q^{\text{год}} = Q_{\text{о}}^{\text{год}} + Q_{\text{в}}^{\text{год}} + Q_{\text{г}}^{\text{год}} + Q_{\text{т}}^{\text{год}}, \quad (5.9)$$

где $Q_{\text{о}}^{\text{год}}$, $Q_{\text{в}}^{\text{год}}$, $Q_{\text{г}}^{\text{год}}$, $Q_{\text{т}}^{\text{год}}$ – годовые расходы теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение, технологические нужды.

Годовые расходы теплоты на отдельные виды теплового потребления могут быть определены по следующим формулам [4]:

– годовой расход теплоты на отопление жилых и общественных зданий

$$Q_{\text{от}}^{\text{год}} = Q_{\text{о}}^{\text{ср}} \cdot n_{\text{о}}, \quad (5.10)$$

где $Q_{\text{о}}^{\text{ср}}$ – средненедельный расход теплоты за отопительный период, Вт или ккал/ч; $n_{\text{о}}$ – продолжительность отопительного периода, с/год или ч/год (см. табл. 3.1 [2]);

– средненедельный расход теплоты за отопительный период на отопление жилых и общественных зданий

$$Q_{\text{от}}^{\text{ср}} = Q_{\text{от}} \cdot \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{ср.о}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}, \quad (5.11)$$

где $t_{\text{н}}^{\text{ср.о}}$ – средняя температура наружного воздуха за отопительный период для жилых и общественных зданий (табл. 3.1 [2]), для производственных зданий $t_{\text{н}}^{\text{ср.о}}$ – средняя температура наружного воздуха за период работы отопления, °С.

Средняя температура наружного воздуха за любой интервал отопительного периода определяется как частное от деления алгебраической суммы произведений средних температур (°С) отдельных периодов этого интервала на длительность этих периодов (с) [10]:

$$t_{\text{н}}^{\text{ср.о}} = \frac{n_1 \cdot t_{\text{н}1}^{\text{ср}} + n_2 t_{\text{н}2}^{\text{ср}} + \dots + n_i t_i^{\text{ср}}}{n_1 + n_2 + \dots + n_i}. \quad (5.12)$$

Годовой расход теплоты на отопление производственных зданий [4]

$$Q_{\text{от}}^{\text{г}} = Q_{\text{от}}^{\text{ср}} \left[(n_{\text{о}} - n_{\text{д}}) + n_{\text{д}} \frac{t_{\text{в.д}} - t_{\text{н}}^{\text{ср.о}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{ср.о}}} \right], \quad (5.13)$$

где n_d – длительность работы дежурного отопления, с/год или ч/год (для зданий с биофункциональным производством $n_d = 0$); $t_{в.д}$ – температура внутреннего воздуха при работе дежурного отопления, °С.

Для производственных зданий при наличии внутренних тепловыделений продолжительность работы системы отопления n_o меньше продолжительности отопительного периода. Начало и конец отопительного сезона для этих зданий определяется наружной температурой, при которой теплопотери через наружные ограждения делаются равными внутренним тепловыделениям. По Е.Я. Соколову среднесуточная температура наружного воздуха, соответствующая началу и концу отопительного сезона производственных зданий с большими внутренними тепловыделениями, определяется по формуле, °С:

$$t_{н.к} = t_{в} - \frac{Q_{т.в}}{Q_{п}}(t_{в} - t_{н}) \leq 8 \text{ } ^\circ\text{С}, \quad (5.14)$$

где $Q_{п}$ – расчетные теплопотери здания при расчетной наружной температуре $t_{н}$, Вт или ккал/ч; $Q_{т.в}$ – внутренние тепловыделения, Вт или ккал/ч.

Средненедельный расход теплоты за отопительный период на отопление производственных зданий определяется по формуле (5.11). При этом следует учитывать, что $t_{н}^{ср.о}$ – средняя температура наружного воздуха за период работы отопления производственного здания и $Q_o = Q_{п} - Q_{т.в}$.

Годовой расход теплоты на вентиляцию определяется по формуле [4]:

$$Q_{в}^Г = Q_{в} \left[n_{в} + \frac{t_{в} - t_{н}^{ср.в}}{t_{в} - t_{н.в}}(n_o - n_{в}) \right] \left(1 - \frac{n_d^в}{n_o} \right), \quad (5.15)$$

где $Q_{в}$ – расчетный расход теплоты на вентиляцию, Вт или ккал/ч; $n_{в}$ – продолжительность отопительного периода с температурой наружного воздуха $t_{н} \leq t_{н.в}$, с/год или ч/год (при $t_{н.в} \leq t_{н}$, $n_{в} = 0$); $n_d^в$ – длительность отопительного периода, когда вентиляция не работает, $t_{н}^{ср.в}$ – средняя температура наружного воздуха от начала отопительного периода, когда $t_{н} = t_{н.к}$, до $t_{н} = t_{н.в}$.

Годовой расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение отдельных производственных, жилых и общественных зданий определяется по формуле [4]:

$$Q_{\Gamma}^{\text{год}} = Q_{\Gamma}^{\text{ср}} n_o + Q_{\Gamma}^{\text{л.ср}} (n_{\Gamma} - n_o), \quad (5.16)$$

где $Q_{\Gamma}^{\text{ср}}$, $Q_{\Gamma}^{\text{л.ср}}$ – суммарные средненедельные расходы теплоты на горячее водоснабжение объектов предприятия в отопительный и летний периоды, Вт или ккал/ч; n_{Γ} и n_o – длительность работы системы горячего водоснабжения и продолжительность отопительного периода, с/год или ч/год; обычно $n_{\Gamma} = 30,2 \cdot 10^6$ с/год = 8400 ч/год.

Годовой расход теплоты на технологические нужды определяется на основе годового графика теплового потребления. Ориентировочно годовой расход теплоты на технологические нужды определяется по формуле:

$$Q_{\Gamma}^{\text{год}} = k \sum Q_{\Gamma}^{\text{ср}} Z, \quad (5.17)$$

где k – коэффициент, учитывающий совпадения максимумов нагрузок отдельных потребителей; $k = 0,85 \dots 0,9$; $Q_{\Gamma}^{\text{ср}}$ – средненедельный расход теплоты на горячее водоснабжение $Q_{\Gamma}^{\text{ср}}$ и пароснабжение $Q_{\Pi}^{\text{ср}}$ отдельных производственных процессов, Вт или ккал/ч; Z – длительность работы систем теплоснабжения отдельных производственных процессов; можно принять [13]:

для ремонтных мастерских $Z = 7,47 \cdot 10^6$ с или 2075 ч;

для мойки машин $Z = 5,4 \cdot 10^3$ с или 1500 ч;

для остальных потребителей теплоты $Z = n_p \cdot \tau_c$, где n_p – количество дней работы технологического оборудования в течение года; τ_c – расчетная продолжительность работы технологического оборудования в сутки, с/сут или ч/сут.

Годовой расход топлива системы теплоснабжения определяется по формуле, кг, м³:

$$B^{\Gamma} = k \frac{Q^{\text{год}}}{Q_{\text{H}} \eta_{\text{K}}}, \quad (5.18)$$

где $k = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса на неучтенные расходы теплоты (на собственные нужды котельной установки, потери теплоты в сетях и т.д.); Q_{H} – низшая теплота сгорания 1 кг топлива, Дж/кг (Дж/м³) или ккал/кг (ккал/м³); η_{K} – КПД котельной установки (при работе на твердом топливе $\eta_{\text{K}} = 0,6 \dots 0,7$; на жидком и газообразном $\eta_{\text{K}} = 0,8$).

Годовой расход условного топлива, кг:

$$B_{\text{усл}}^{\text{год}} = \frac{B_{\text{г}} Q_{\text{н}}}{Q_{\text{н}}^{\text{усл}}}, \quad (5.19)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{усл}}$ – низшая теплота сгорания 1 кг условного топлива, Дж/кг или ккал/кг. $Q_{\text{н}}^{\text{усл}} = 29,3 \text{ МДж/кг}$.

5.5. Гидравлический расчет тепловых сетей

При централизованной системе теплоснабжения следует выбрать трассу и тип теплопровода (подземный или надземный). При выборе трассы теплопровода следует руководствоваться условиями надежности теплоснабжения, безопасности работы обслуживающего персонала и населения; стремиться к прокладке магистральной трассы в местах наиболее плотной тепловой нагрузки, к наименьшей длине теплопровода и минимальному объему работ при сооружении тепловой сети.

Вопросы оборудования тепловых сетей (выбор трассы и типа теплопроводов, строительных конструкций, их размещения и др.) подробно рассмотрены в литературе [4, 10, 18].

В курсовом проекте в результате гидравлического расчета тепловых сетей следует определить диаметры трубопроводов и падение давления (напора) в них. Для этого составляется расчетная схема тепловой сети и намечаются участки с одинаковым расходом теплоносителя. Границами этих участков являются узлы трубопроводов, абонентские вводы (см. рис. 5.2).

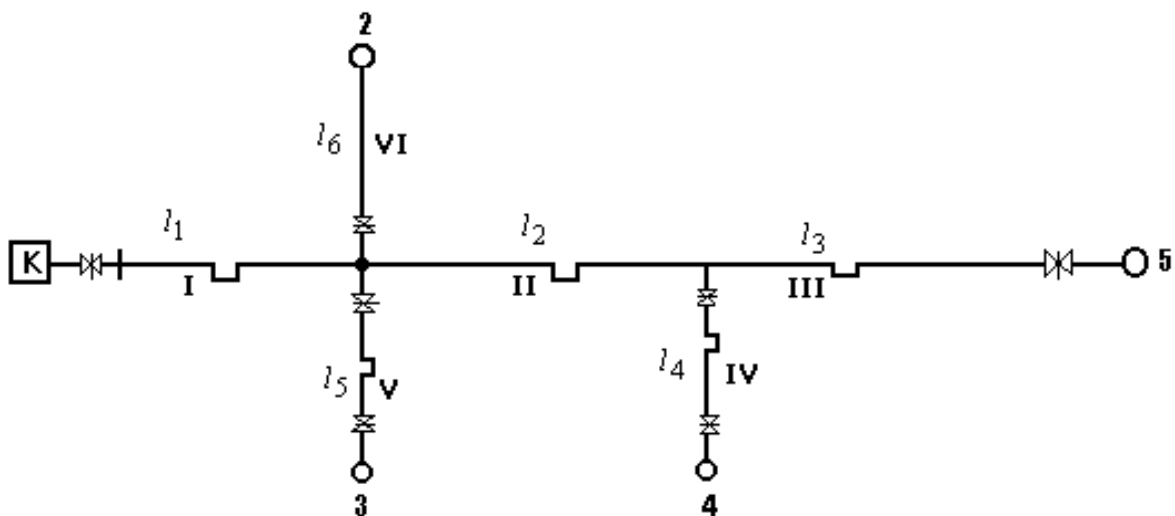


Рис. 5.2. Расчетная схема тепловой сети

Гидравлический расчет разветвленной тепловой сети выполняется в следующей последовательности:

Предварительный расчет:

1) определяется расчетный расход теплоносителя каждого абонента (см. ниже формулы (5.22)...(5.27));

2) выбирается расчетная магистраль (линия К-5 на рис. 5.2), т.е. направление от источника теплоты до одного из наиболее удаленных потребителей (при одинаковом падении давления между источниками теплоты и абонентами). Предварительно задаются распределением падения давления расчетной магистрали (видом пьезометрического графика). Расчетная магистраль разбивается на участки с одинаковым расходом теплоносителя (I, II, III);

3) расчет начинается с начального участка (первого от источника теплоты) расчетной магистрали, а затем выполняется расчет остальных участков расчетной магистрали и ответвлений. Определяется суммарный расчетный расход теплоносителя на первом и остальных участках по формулам (5.28), (5.29);

4) задаются удельным линейным падением давления: расчетной главной магистрали водяных тепловых сетей $P_{\text{л}} = 60 \dots 80$ Па/м; ответвлений водяных тепловых сетей $P_{\text{л}} = 200 \dots 300$ Па/м; паропроводов $P_{\text{л}} = 70 \dots 150$ Па/м; конденсатопроводов $P_{\text{л}} = 20 \dots 60$ Па/м [10].

5) определяются внутренние диаметры трубопроводов начального и остальных участков из условия квадратичного закона сопротивления по (5.20), (5.21).

Проверочный (окончательный) расчет:

1) по таблице сортамента труб подбираются ближайшие стандартные диаметры трубопроводов для первого и других участков. Диаметр труб независимо от расчетного расхода теплоносителя должен приниматься в тепловых сетях не менее 32 мм, а для циркуляционных трубопроводов горячего водоснабжения – не менее 25 мм [20];

2) по формуле (5.32) определяется коэффициент гидравлического трения и по формуле (5.33) или по номограмме определяется действительное удельное линейное падение давления;

3) по формуле (5.31) определяется эквивалентная длина трубопровода l_3 и по формуле (6.30) – фактическое падение давления на участке;

4) в аналогичной последовательности проводится расчет всех других участков расчетной магистрали (расчет ответвлений обычно заканчивают подбором диаметров теплопроводов);

5) определяется суммарное падение давления на расчетной магистрали и давления (напора) в заданных точках.

6) определяется рабочее давление и проектная подача сетевых насосов и производится их подбор.

Результаты расчетов сводятся в таблицу (см. табл. 5.3).

Таблица 5.3

Бланк расчета трубопроводов

№ участка	G_d , кг/с	l , м	Предварительный расчет		Окончательный расчет					
			P_L , Па/м	d , мм	d , мм	λ	P_L , Па/м	$\sum \varepsilon$	l_{Σ} , м	P , кПа
	Главная магистраль									
I										
	Ответвления									

Внутренние диаметры теплопроводов для прямолинейных участков предварительно определяются в соответствии с уравнениями Дарси и С.Ф. Копьева (для области квадратичной зависимости падения давления в трубопроводе от расхода и абсолютной эквивалентной шероховатости труб k_3) по выражениям [8]:

– для водяных сетей ($k_3 = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м)

$$d = 0,427 G_d^{0,38} / (\rho P_L)^{0,19}; \quad (5.20)$$

– для паровых сетей ($k_3 = 0,2 \cdot 10^{-3}$ м)

$$d = 0,414 G_d^{0,38} / (\rho P_L)^{0,19}, \quad (5.21)$$

где G_d – расчетный расход теплоносителя, кг/с, для выбора диаметров труб; ρ – средняя плотность теплоносителя, кг/м³ (табл. 5.4, 5.5); P_L – удельное линейное падение давления на 1 м длины трубы, Па/м.

Подбор диаметров труб можно произвести и по специальным номограммам (например, рис. 5.7...5.9 [4]). В Приложении 12 приведена номограмма для расчета труб из полимерных материалов диаметром 100–1200 мм (при $k_3 = 0,02 \cdot 10^{-3}$ м). Расчетный расход сетевой воды (кг/с) для определения диаметров труб в водяных тепловых сетях при

качественном регулировании отпуска теплоты следует определять отдельно для отопления, вентиляции, бытового и технологического горячего водоснабжения каждого потребителя с последующим суммированием этих расходов.

На отопление и вентиляцию расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{oi} = \frac{Q_{oi}}{c(t_1 - t_2)}; \quad G_{vi} = \frac{Q_{vi}}{c(t_1 - t_2)}. \quad (5.22)$$

Таблица 5.4

Плотность воды ρ_v в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho_v, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho_v, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho_v, \text{кг/м}^3$
40	999,2	90	965,3	115	947,4
50	988,1	95	961,9	120	943,1
60	983,2	100	958,3	130	934,8
70	977,8	105	955,1	140	926,1
80	971,8	110	951,0	150	916,9

Таблица 5.5

Плотность пара ρ_p в зависимости от давления

$P, \text{кПа}$	$\rho_p, \text{кг/м}^3$	$P, \text{кПа}$	$\rho_p, \text{кг/м}^3$	$P, \text{кПа}$	$\rho_p, \text{кг/м}^3$
108	0,634	196	1,109	686	3,600
127	0,741	294	1,621	883	4,568
147	0,847	392	2,124	1078	5,531
167	0,952	490	2,620	1370	6,974

На горячее водоснабжение и технологические нужды в открытых системах водоснабжения расход сетевой воды, кг/с [4]:

– максимальный

$$G_{\Gamma i} = \frac{Q_{\Gamma i}}{c(t_{\Gamma} - t_{\text{х}})}; \quad G_{\text{Ti}} = \frac{Q_{\text{Ti}}}{c(t_{\text{T}} - t_{\text{х}})}; \quad (5.23)$$

– средненедельный

$$G_{\Gamma i}^{\text{ср}} = \frac{Q_{\Gamma i}^{\text{ср}}}{c(t_{\Gamma} - t_{\text{х}})}; \quad G_{\text{Ti}}^{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{Ti}}^{\text{ср}}}{c(t_{\text{T}} - t_{\text{х}})}. \quad (5.24)$$

На горячее водоснабжение и технологические нужды в закрытых системах водоснабжения при параллельной схеме присоединения подогревателей расход сетевой воды, кг/с [19]:

– максимальный

$$G_{\Gamma i} = \frac{Q_{\Gamma i}}{c(t'_1 - t'_2)}, \quad G_{\Gamma i} = \frac{Q_{\Gamma i}}{c(t'_1 - t'_2)}; \quad (5.25)$$

– средненедельный

$$G_{\Gamma i}^{\text{ср}} = \frac{Q_{\Gamma i}^{\text{ср}}}{c(t'_1 - t'_2)}, \quad G_{\Gamma i}^{\text{ср}} = \frac{Q_{\Gamma i}^{\text{ср}}}{c(t'_1 - t'_2)}, \quad (5.26)$$

Расчетный расход пара в паровых сетях для всех видов нагрузки, кг/с, (если конденсат возвращается полностью):

$$G_{\Pi i} = \frac{Q_i}{h_{\Pi} - h_{\text{к}}}. \quad (5.27)$$

В этих формулах t_1 , t_2 – соответственно температура воды в подающем и обратном трубопроводах, °С; t_{Γ} , $t_{\text{Т}}$ – температура воды, поступающей в системы горячего водоснабжения и технологических установок, °С; $t_{\text{х}}$ – температура холодной (водопроводной) воды в отопительный период, °С; t'_1 – наименьшая температура воды в подающем трубопроводе при качественном регулировании отпуска теплоты (для закрытых систем не меньше 70 °С); t'_2 – температура воды после параллельно включенного водонагревателя (рекомендуется принимать $t'_2 = 30$ °С); h_{Π} , $h_{\text{к}}$ – энтальпии пара и возвращаемого конденсата, кДж/кг; c – теплоемкость воды ($c = 4,19$ кДж/кг); Q_{oi} , Q_{vi} , $Q_{\Gamma i}$, Q_{Ti} – соответственно расчетные тепловые нагрузки абонентов на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологические нужды, кВт; $Q_{\Gamma i}^{\text{ср}}$, $Q_{\text{Ti}}^{\text{ср}}$ – средненедельные тепловые потоки на горячее водоснабжение и технологические нужды, кВт.

Подающие и обратные трубопроводы водяных тепловых сетей обычно прокладываются одного диаметра согласно гидравлическим расчетам. В открытых системах теплоснабжения расчетные расходы воды в них в ряде случаев получаются разными. Расчетный расход воды в этом

случае должен выбираться из условия, чтобы суммарная потеря давления при расходе воды в подающем ($G_o + G_B + G_T + G_{Ti}$) и обратном ($G_o + G_B$) трубопроводах была равна суммарной потере при одинаковом расходе воды G_d в подающем и обратном трубопроводах. Поэтому, расчетный расход сетевой воды, по которому следует выбрать диаметры трубопроводов тепловой сети системы теплоснабжения при качественном регулировании отпуса теплоты, определяется по формуле [4, 18], кг/с:

$$G_d = \sum (G_{oi} + G_{Bi}) + k \sum (G_{Gi}^{cp} + G_{Ti}^{cp}). \quad (5.28)$$

Значения коэффициента k приведены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Величины коэффициента k [21]

Системы теплоснабжения	Значения коэффициента k
Открытая с тепловым потоком, МВт:	
100 и более	0,6
100 и менее	0,8
Закрытая с тепловым потоком, МВт:	
100 и более	1,0
100 и менее	1,2

Для потребителей с тепловым потоком 10 МВт и менее расчетный расход теплоносителя определяется по формуле [18]

$$G_d = \sum (G_{oi} + G_{Bi}) + \sum (G_{Gi} + G_{Ti}). \quad (5.29)$$

Падение давления на участке трубопровода, Па, составляет

$$\Delta P = P_L (l + l_{\text{э}}), \quad (5.30)$$

где P_L – удельное линейное падение давления на 1 м длины трубы, Па/м; l – длина прямого участка трубопровода, м; $l_{\text{э}}$ – условная дополнительная длина прямых труб, эквивалентная по падению давления местным сопротивлениям рассматриваемого участка, м:

$$l_{\Sigma} = \sum \varepsilon \frac{d}{\lambda}, \quad (5.31)$$

где $\sum \varepsilon$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке (прил. 13); λ – коэффициент гидравлического трения. Для стальных водопроводов по А. А. Захарову [8]

$$\lambda = 0,014 / \sqrt[4]{d}. \quad (5.32)$$

Для паропроводов коэффициент λ уменьшается на 10–15 %.
Удельное линейное падение давления [4], Па/м

$$P_{\text{л}} = \frac{0,8125 \lambda G_d^2}{d^5 \rho}. \quad (5.33)$$

Одной из задач гидравлического расчета сети является определение требуемых характеристик сетевого насоса. Рабочее давление сетевых насосов замкнутой водяной сети вычисляется по формуле

$$P_{\text{н}} = \Delta P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{с}} + \Delta P_{\text{п}}, \quad (5.34)$$

где $\Delta P_{\text{к}}$, $\Delta P_{\text{с}}$, $\Delta P_{\text{п}}$ – потери давления соответственно в источнике теплоты (в котельной, в подогревательной установке и др.), в тепловой сети и на вводе наиболее удаленного абонента.

Ориентировочные значения потерь давления в элементах системы централизованного теплоснабжения приведены в табл. 5.7.

Таблица 5.7

Ориентировочные значения потерь давления в элементах
систем теплоснабжения [8]

Элементы системы теплоснабжения	Потери давления, кПа
Водогрейные чугунные секционные котлы	30...50
Водогрейные стальные котлы тепловой мощностью 5,82 МВт и более	150...200
Трубопроводы водогрейной котельной	50...80
Водоподогревательная установка (бойлер)	100...150
Местная система отопления и вентиляции при непосредственном присоединении к тепловой сети	30
То же в случае присоединения через элеватор	150...200
Местные водо-водяные подогреватели	50...80

При последовательном соединении нескольких теплопотребляющих установок суммарные потери давления в них определяются по формуле

$$\Delta P_{\Pi} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n, \quad (5.35)$$

при параллельном соединении теплопотребляющих устройств (по Е.Я. Соколову [4]) из равенства:

$$\frac{V}{\sqrt{\Delta P_{\Pi}}} = \frac{V_1}{\sqrt{\Delta P_1}} + \frac{V_2}{\sqrt{\Delta P_2}} + \dots + \frac{V_n}{\sqrt{\Delta P_n}}, \quad (5.36)$$

где V – суммарный расход теплоносителя, м³/с; $V_1, V_2 \dots V_n$ – расход теплоносителя через отдельные элементы системы теплоснабжения (установки), м³/с; $\Delta P_1, \Delta P_2 \dots \Delta P_n$ – потери давления в этих элементах (установках), Па.

Проектная подача сетевого насоса, м³/с

$$V_H = G_d / \rho_o, \quad (5.37)$$

где ρ_o – плотность воды в обратном трубопроводе, кг/м³; G_d – проектная подача рабочих сетевых насосов (должна соответствовать максимальному расходу воды в сети), кг/с.

Пример 5.1. Определите диаметры трубопроводов и действительные потери давления на участках двухтрубной водяной открытой тепловой сети (рис. 5.3). Отопительные установки абонентов присоединены к тепловой сети по зависимой схеме через элеватор.

Тепловые нагрузки абонентов составляют, МВт:

– максимальная отопительно-вентиляционная $Q_{ов}$: $Q_{ов1} = 1,8$, $Q_{ов2} = 3,4$, $Q_{ов3} = 2,9$, $Q_{ов4} = 3,9$;

– средненедельная на горячее водоснабжение и технологические нужды $Q_{гт}$: $Q_{гт1}^{ср} = 0$, $Q_{гт2}^{ср} = 1,10$, $Q_{гт3}^{ср} = 3,20$, $Q_{гт4}^{ср} = 2,40$.

Коэффициент неравномерности расхода теплоты на горячее водоснабжение и технологические нужды $\beta = 2,0$.

Температура теплоносителя, °С: в подающем трубопроводе $t_1 = 115$ °С, в обратном – $t_2 = 70$ °С, для систем горячего водоснабжения и технологических установок $t_{г} = t_{т} = 60$ °С.

Длина участков с одинаковым расходом теплоносителя: $l_I = 60$ м, $l_{II} = 65$ м, $l_{III} = 80$ м, $l_{IV} = 90$ м, $l_V = 40$ м. Напор на всех абонентских вводах одинаков.

Решение.**1. Расчет расхода теплоносителя.**

Расход сетевой воды первым абонентом на отопление и вентиляцию по формуле (5.22):

$$G_{\text{ов}1} = \frac{1800}{4,19(115 - 70)} = 9,5 \text{ кг/с.}$$

Аналогично определяется расход сетевой воды на отопление и вентиляцию остальными абонентами $G_{\text{ов}2} = 18,0 \text{ кг/с}$, $G_{\text{ов}3} = 15,3 \text{ кг/с}$, $G_{\text{ов}4} = 20,6 \text{ кг/с}$.

Средний расход сетевой воды на горячее водоснабжение и технологические нужды первым абонентом по формуле (5.24):

$$G_{\text{гт}1}^{\text{ср}} = 0; \quad G_{\text{гт}2}^{\text{ср}} = \frac{1100}{4,19(60 - 5)} = 4,8 \text{ кг/с.}$$

Аналогично для остальных абонентов $G_{\text{гт}3}^{\text{ср}} = 13,9 \text{ кг/с}$; $G_{\text{гт}4}^{\text{ср}} = 10,4 \text{ кг/с}$.

Максимальный расход сетевой воды на горячее водоснабжение и технологические нужды определяется с учетом неравномерности потребления горячей воды по формуле (4.2)

$$G_{\text{гт}2} = \beta G_{\text{гт}2}^{\text{ср}} = 2 \cdot 4,8 = 9,6 \text{ кг/с}; \quad G_{\text{гт}3} = 2 \cdot 13,9 = 27,8 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{гт}4} = 2 \cdot 10,4 = 20,8 \text{ кг/с.}$$

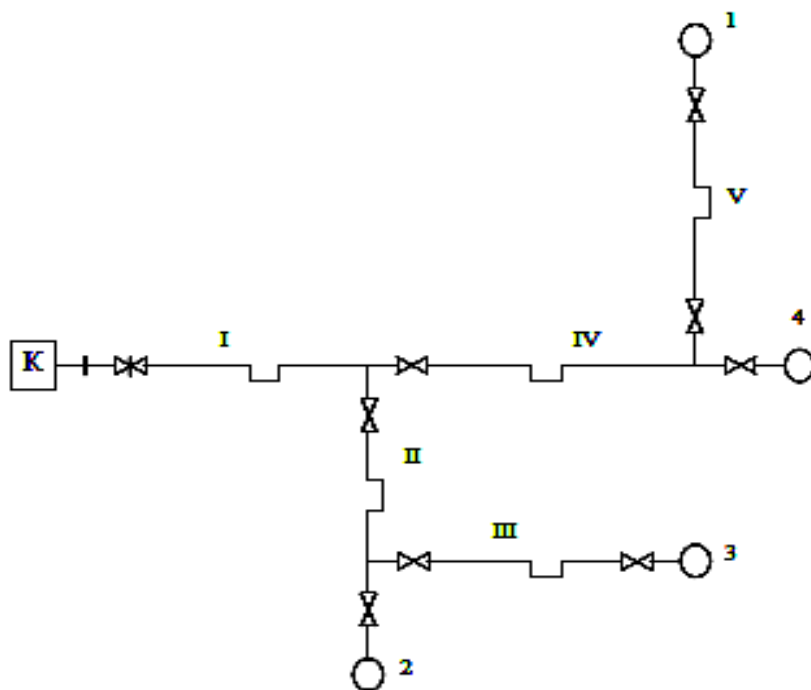


Рис. 5.3. Схема тепловой сети

2. Расчет главной (расчетной) магистрали.

Наиболее удаленным от источника теплоты будет абонент 3, поэтому главной магистралью будет линия К – 3. Тепловой поток первого участка расходуется абонентами 1, 2, 3 и 4, второго участка – 2 и 3; третьего участка – абонентом 3.

Суммарный расход сетевой воды на первом участке определяется по формуле (5.28) (так как поток теплоты менее 100 МВт, то $k = 0,8$):

$$G_{d1} = (9,5 + 18,0 + 15,3 + 20,6) + 0,8(4,8 + 13,9 + 10,4) = 86,68 \text{ кг/с.}$$

Расчет расхода сетевой воды на втором участке проводится аналогично. Максимальный тепловой поток на третьем участке ($2,9 + 2 \cdot 3,2 = 9,3$ МВт) менее 10 МВт, поэтому суммарный расчетный расход теплоносителя на этом участке определяется по формуле (5.29):

$$G_{dII} = 15,3 + 27,8 = 43,1 \text{ кг/с.}$$

3. Определяются диаметры труб. Предварительно P_L принимается на первом участке $P_{L1} = 80$ Па/м (магистраль); $P_{LII} = 200$ Па/м; $P_{LIII} = 250$ Па/м (ответвления).

Средняя плотность теплоносителя (табл. 5.4)

$$\rho = \frac{\rho_v + \rho_o}{2} = \frac{977,8 + 947,4}{2} = 962,6 \text{ кг/м}^3.$$

Предварительный диаметр трубопровода первого участка по (5.20):

$$d_1 = 0,427 \cdot 86,68^{0,38} / (962,6 \cdot 80)^{0,19} = 0,274 \text{ м.}$$

Аналогично определяются диаметры трубопроводов остальных участков и заносятся в табл. 5.8. Полученные диаметры трубопроводов округляем до стандартных значений (Прил. 14).

4. Определяются линейные потери давления.

По (5.32) и (5.33) определяем величины λ и P_L на первый участок

$$\lambda_1 = 0,014 / \sqrt[4]{0,309} = 0,0187,$$

$$P_{L1} = \frac{0,8125 \cdot 0,0187 \cdot 86,68^2}{0,309^5 \cdot 962,6} = 42,1 \text{ Па/м.}$$

Аналогично рассчитываются λ и P_L остальных участков и заносятся в табл. 5.8.

Таблица 5.8

Бланк расчета трубопроводов

№ участка	Gd , кг/с	l , м	Предварительный расчет			Окончательный расчет				
			$P_{л}$, Па/м	d , мм	d , мм	λ	$P_{л}$, Па/м	$\sum \varepsilon$	l_{Σ} , м	P , кПа
Главная магистраль										
I	86,68	60	80	274	309	0,0187	42,1	2,4	39,7	4,2
II	48,26	65	200	184,4	184	0,0214	199,5	4,1	35,8	20,1
III	43,1	80	250	169	184	0,0214	159,5	4,6	39,5	19,0
Ответвления										
IV	38,4	90	200	169,2	184	0,0214	126,3	2,9	24,9	14,5
V	9,5	40	250	95,4	100	0,0249	189,7	7,9	31,7	13,6

5. Определяются эквивалентные длины местных сопротивлений.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений для одного трубопровода расчетных участков главной магистрали:

– участок 1 $\sum \varepsilon_I = 0,5$ (задвижка) + 1,9 (компенсатор) = 2,4;

– участок 2 $\sum \varepsilon_{II} = 1,7$ (тройник) + 0,5 (задвижка) + 1,9 (компенсатор) = 4,1;

– участок 3 $\sum \varepsilon_{III} = 1,7$ (тройник) + 0,5 (задвижка) + 1,9 (компенсатор) + (0,5 задвижка) = 4,6.

Эквивалентная длина местных сопротивлений первого участка (по (5.31))

$$l_{\Sigma I} = 2,4 \cdot \frac{0,309}{0,0187} = 39,66 \text{ м.}$$

Эквивалентная длина местных сопротивлений остальных участков определяется аналогично и заносится в табл. 5.8.

6. Определим общие потери давления.

Падение давления на первом участке по формуле (5.30):

$$\Delta P_1 = 42,1(60 + 39,66) = 4,2 \text{ кПа.}$$

Результаты расчетов на остальных участках (втором и третьем) заносятся в табл. 5.8.

Суммарные потери давления в обоих трубопроводах расчетной магистрали тепловой сети составляют

$$P_c = 2(4,20 + 20,11 + 19,0) = 86,6 \text{ кПа.}$$

Расчет ответвлений. Определяются диаметры трубопроводов IV и V участков. Теплоноситель на четвертом участке расходуется абонентами 1 и 4, на пятом – абонентом 1.

Так как тепловой поток более 10 МВт суммарные расчетные расходы теплоносителя на четвертом участке определяются по формуле (5.28) на пятом по формуле (5.29). Результаты расчетов заносятся в табл. 5.8.

Удельные линейные потери давления принимаются равными

$$P_{лIV} = 200 \text{ Па/м}, P_{лV} = 250 \text{ Па/м}.$$

Диаметры трубопроводов определяются по (5.20), округляются до ближайшего стандартного значения (Прил. 14) и заносятся в табл. 5.8. Затем определяются фактические значения λ , $P_{л}$, $l_{э}$, ΔP по формулам (5.32), (5.33), (5.31) и (5.30) и соответственно заносятся в табл. 5.8.

Пример 5.2. Определите диаметры трубопроводов главной расчетной магистрали и потери давления в них для закрытой системы теплоснабжения по данным примера 5.1.

Решение. Расход сетевой воды на отопление и вентиляцию остается неизменным. Средненедельный расход сетевой воды на горячее водоснабжение и технологические нужды определяются по формуле (4.7) при значениях $t'_1 = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t'_2 = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$G_{тг2}^{cp} = \frac{1100}{4,19(70 - 30)} = 6,56 \text{ кг/с}.$$

Аналогично $G_{тг3}^{cp} = 19,09 \text{ кг/с}$; $G_{тг4}^{cp} = 14,32 \text{ кг/с}$.

Расчетный расход воды для первого и второго участков определяются по формуле (5.28), при $k = 1,2$ (табл. 5.6):

$$G_{dI} = (9,5 + 18,0 + 15,3 + 20,6) + 1,2 (6,56 + 19,09 + 14,32) = 111,36 \text{ кг/с}.$$

Аналогично $G_{dII} = 64,08 \text{ кг/с}$.

Расчетный расход воды для третьего участка (менее 10 МВт) определяется по формуле (5.29):

$$G_{dIII} = 15,3 + 27,8 = 43,1 \text{ кг/с}.$$

Далее порядок расчета такой же, как в примере 5.1. Результаты расчета приведены в табл. 5.9. Общее падение давления в обоих трубопроводах главной расчетной магистрали составляет

$$P_c = 2(6,93 + 20,0 + 19,0) = 91,7 \text{ кПа}.$$

Таблица 5.9

Бланк расчета трубопроводов

№ участка	Gd , кг/с	l , м	Предварительный расчет		Окончательный расчет					
			P_L , Па/м	d , мм	d , мм	λ	P_L , Па/м	$\sum \varepsilon$	l_{Σ} , м	P , КПа
Главная магистраль I	111,36	60	80	301,8	309	0,0187	69,5	2,4	39,7	6,9
II	64,08	65	200	205,5	207	0,0207	188,8	4,1	41,0	20,0
III	43,10	80	250	169,4	184	0,0214	159,1	4,6	39,5	19,0

Пример 5.3. Подберите сетевые насосы по данным примера 5.2. Присоединение местных водонагревательных установок к тепловым сетям параллельное, систем отопления и вентиляции – зависимое через элеватор. Котлы в котельной – чугунные секционные.

Решение. Проектная подача насоса

$$V = \frac{Gd_1}{\rho_0} = \frac{111,36}{977,8} = 113,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 409,7 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где ρ_0 – плотность воды в обратном трубопроводе, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Рабочее давление определяется по формуле (5.34). Теплопотребителями наиболее удаленного абонента (№ 3) являются отопительно-вентиляционная система (ОВ) и местные водо-водяные подогреватели (ВП), присоединенные параллельно.

По табл. 5.7: $\Delta P_K = 50 \text{ кПа}$; $\Delta P_{ОВ} = 180 \text{ кПа}$; $\Delta P_{ВП} = 60 \text{ кПа}$.

Для определения суммарных потерь давления в теплопотребляющих установках наиболее удаленного абонента используется формула (5.36), с учетом которой

$$\frac{Gd_{1\Pi}}{\rho_0 \sqrt{\Delta P_{\Pi}}} = \frac{G_{ОВЗ}}{\rho_0 \sqrt{\Delta P_{ОВ}}} + \frac{G_{ГТЗ}}{\rho_0 \sqrt{\Delta P_{ВП}}};$$

$$\frac{43,1}{977,8 \sqrt{\Delta P_{\Pi}}} = \frac{15,3}{977,8 \sqrt{180000}} + \frac{27,8}{977,8 \sqrt{60000}};$$

$$\sqrt{\Delta P_{\Pi}} = 288,2, \Delta P_{\Pi} = 83052 \text{ Па} = 83,05 \text{ кПа}.$$

Рабочее давление, развиваемое насосом, находится по формуле (5.34):

$$P_H = 50 + 91,7 + 83,08 = 224,78 \text{ кПа},$$

при этом напор

$$H = \frac{224,78}{977,8 \cdot 9,81} = 23,4 \text{ м.}$$

В небольших местных системах теплоснабжения группы зданий с котельной, оснащенной чугунными водогрейными котлами, обычно используются консольные сетевые насосы типа К (К65-50-160, К100-65-200, К100-65-250 и т.п.).

Таким образом, выбирается три рабочих насоса К-160/30 б (Прил. 15) с подачей $140 \text{ м}^3/\text{ч}$ при давлении 220 кПа и один резервный.

5.6. Тепловой расчет трубопроводов

Цель теплового расчета сетей – выбор толщины тепловой изоляции и определение падения температуры теплоносителя на данном участке трассы.

Толщину теплоизоляционного слоя определяют на основе технико-экономических расчетов. Наиболее доступен выбор толщины тепловой изоляции по нормированной плотности теплового потока через поверхность изоляции. Выбрав минимальную толщину производимого промышленностью изоляционного материала, определяют плотность теплового потока трубопровода длиной 1 м по формуле, Вт/м [21]

$$q = (t_T - t_o)/R, \quad (5.38)$$

где t_T – среднегодовая температура теплоносителя, °С; t_o – среднегодовая температура окружающей среды (для подземной прокладки – среднегодовая температура грунта на глубине прокладки трубопровода), °С; R – общее сопротивление теплопровода теплопередаче, $\text{м}^2 \cdot \text{°С}/\text{Вт}$.

Плотность теплового потока не должна быть выше нормы (табл.2,3,6-12 [21]). При этом толщина изоляции трубопровода данного диаметра условного прохода не должна превышать предельного значения, указанных в табл. 5.12. Если эти условия не выполняются, следует взять другую толщину теплоизоляционного материала или другой материал.

Таблица 5.10

Нормы потерь теплоты для водяных тепловых сетей, Вт/м

Наружный диаметр трубы, мм	Подземная прокладка				Надземная прокладка			
	Среднегодовая температура теплоносителя, °С							
	50	65	90	100	50	70	100	150
32	23	29	37	44	17	28	36	54
57	29	36	46	55	24	32	46	67
76	34	40	52	62	29	38	52	77
89	36	44	57	66	33	42	58	82
108	40	49	63	72	36	48	64	90
159	49	60	76	87	44	56	76	109
219	59	72	92	106	53	66	91	128
273	70	84	105	120	62	77	101	145
325	79	94	116	134	70	88	116	163

Таблица 5.11

Нормы потерь теплоты при надземной прокладке паропроводов

Наружный диаметр трубы, мм	57	76	89	108	133	159	219	273	325
Нормы потерь теплоты, Вт/м	116	128	140	152	168	180	210	240	268

Таблица 5.12

Предельная толщина изоляции тепловых сетей, мм

Диаметр условного трубопровода d_y , мм	Способ прокладки тепловых сетей		
	надземный	в непроходных каналах	
	водяных, паровых и конденсатных	паровых	водяных и конденсатных
25	70	70	60
50	100	100	80
100	150	150	90
150	160	160	100
200	180	180	100
250	180	180	100
300	190	190	100

Расчет сопротивления теплопередаче однетрубного теплопровода.

Общее сопротивление теплопередаче при надземной прокладке теплопровода

$$R = R_{\text{и}} + R_{\text{н}}. \quad (5.39)$$

Сопротивление теплопередаче тепловой изоляции

$$R_{\text{и}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{и}}} \ln \frac{d_{\text{ни}}}{d_{\text{ви}}}, \quad (5.40)$$

где $\lambda_{\text{и}}$ – теплопроводность материала изоляции, Вт/(м·°C); $d_{\text{ни}}$ и $d_{\text{ви}}$ – наружный и внутренний диаметры изоляции, м.

Тепловое сопротивление наружной поверхности изоляции

$$R_{\text{н}} = 1/(\pi d_{\text{ни}} \alpha_{\text{н}}). \quad (6.41)$$

Коэффициент теплоотдачи поверхности изоляции определяется по эмпирической формуле, Вт/(м²·°C)

$$\alpha_{\text{н}} = 11,6 + 7\sqrt{v}, \quad (6.42)$$

где v – скорость движения воздуха у поверхности изоляции, м/с.

При подземной бесканальной прокладке тепловой сети для определения R пользуются также формулой (5.39), только вместо $R_{\text{н}}$ подставляют тепловое сопротивление грунта $R_{\text{гр}}$, которое находится по формулам:

при $h/d_{\text{эн}} \geq 2$

$$R_{\text{гр}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \frac{4h}{d_{\text{ни}}}; \quad (5.43)$$

при $h/d_{\text{эн}} < 2$

$$R_{\text{гр}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \left[\frac{2h}{d_{\text{ни}}} + \sqrt{\left(\frac{2h}{d_{\text{ни}}} \right)^2 - 1} \right], \quad (5.44)$$

где $\lambda_{\text{гр}}$ – теплопроводность грунта, Вт/(м·°C). Для грунтов средней влажности $\lambda_{\text{гр}} = 1,2 \dots 2,5$ Вт/(м·°C); h – глубина заложения оси трубопровода, м.

Расчет сопротивления теплопередаче двухтрубного теплопровода.

При двухтрубной подземной бесканальной прокладке вокруг теплопроводов в грунте образуются температурные поля, которые, воздействуя одно на другое, способствуют уменьшению теплотерь каждой трубой в отдельности. Взаимное влияние одной трубы на другую учитывается условным дополнительным сопротивлением, определяемым по формуле [19]

$$R_{\text{доп}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \sqrt{\left(\frac{2h}{b}\right)^2 + 1}, \quad (5.45)$$

где b – расстояние между осями труб, м.

Удельные потери теплоты двухтрубным теплопроводом определяются по следующим уравнениям, Вт/м:

для подающего трубопровода

$$q_1 = \frac{(t_1 - t_{\text{гр}})R_2 - (t_2 - t_{\text{гр}})R_{\text{доп}}}{R_1 R_2 - R_{\text{доп}}^2}, \quad (5.46)$$

для обратного трубопровода

$$q_2 = \frac{(t_2 - t_{\text{гр}})R_1 - (t_1 - t_{\text{гр}})R_{\text{доп}}}{R_1 R_2 - R_{\text{доп}}^2}, \quad (5.47)$$

где t_1 и t_2 – расчетные температуры теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах, °С; $t_{\text{гр}}$ – температура грунта на глубине заложения труб, °С; R_1 , R_2 – сопротивление теплопередаче подающего и обратного трубопроводов, Вт/(м·°С).

При подземной прокладке сети в непроходных каналах тепловые потоки от каждого трубопровода нагревают воздух в канале, затем общий тепловой поток через стенки канала рассеивается в грунте. Определяя R по формуле (5.39), вместо $R_{\text{н}}$ подставляют $R_{\text{к}}$.

Тепловое сопротивление канала

$$R_{\text{к}} = R_{\text{вп}} + R_{\text{ст}} + R_{\text{гр}}, \quad (5.48)$$

где $R_{\text{вп}}$ – сопротивление теплоотдаче от воздуха канала к его внутренней поверхности, м·°С/Вт:

$$R_{\text{вп}} = 1/(\pi d_{\text{эв}} \alpha); \quad (5.49)$$

$R_{\text{ст}}$ – тепловое сопротивление стенок канала, м·°С/Вт:

$$R_{\text{ст}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_{\text{эн}}}{d_{\text{эв}}}; \quad (5.50)$$

$R_{\text{гр}}$ – тепловое сопротивление грунта, окружающего канал, $\text{м} \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$, определяется по формуле (5.43) или (5.44) с заменой $d_{\text{ни}}$ на $d_{\text{эн}}$; α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$, определяемый по формуле (5.42), принимая $\nu = 0$; $\lambda_{\text{ст}}$ – теплопроводность стенок канала, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$; $d_{\text{эн}}$ и $d_{\text{эв}}$ – эквивалентные наружный и внутренний диаметры канала, определяемые по формуле, м:

$$d_{\text{э}} = 4A/P, \quad (5.51)$$

где A – площадь (наружного или внутреннего) поперечного сечения канала при соответственно наружном или внутреннем его периметре P .

При определении потерь теплоты трубопроводами пользуются формулами, что и для бесканальной прокладки, только вместо $t_{\text{гр}}$ подставляют значение средней температуры воздуха в канале $t_{\text{к}}$. В двухтрубной тепловой сети

$$t_{\text{к}} = \frac{t_1 / R_1 + t_2 / R_2 + t_{\text{гр}} / R_{\text{к}}}{1 / R_1 + 1 / R_2 + 1 / R_{\text{к}}}. \quad (5.52)$$

Значение $t_{\text{к}}$ может быть близким к температуре теплоносителя t_2 в обратном трубопроводе. В этом случае его не покрывают тепловой изоляцией, что экономически выгодно.

Рассчитанные значения удельных потерь теплоты трубопроводами тепловой сети, сравниваются с соответствующими нормами, приведенными в табл. 5.10 и 5.11. При несоответствии нормам расчет, основанный на методе последовательного приближения повторяется, при этом изменяется или толщина изоляции в допустимых пределах (см. табл. 5.10), или вид изоляционного покрытия.

Падение температуры сетевой воды на участке трубопровода длиной l , м, находится из уравнения, $^\circ\text{С}$:

$$\Delta t = \frac{ql\beta}{4,19 \cdot 10^3 G_{\text{д}}}, \quad (5.53)$$

где β – коэффициент к длине трубопровода, учитывающий потери теплоты неизолрованными компенсаторами, фланцевыми соединениями, арматурой. При надземной прокладке $\beta = 1,25$, при канальной – $\beta = 1,2$, при бесканальной – $\beta = 1,15$; $G_{\text{д}}$ – расход сетевой воды, $\text{кг}/\text{с}$.

Падение энтальпии теплоносителя пара, кДж/кг:

$$\Delta h = \frac{q/\beta}{10^3 Q_T}. \quad (5.54)$$

Пример 5.4. Для участка двухтрубной надземной водяной тепловой сети длиной 80 м, работающей в течение года, определите экономически целесообразную толщину теплоизоляции, выполненной из полуцилиндров пенопластовых марки ФРП-1 (плотность конструкции 100 кг/м^3), удельные потери теплоты трубопроводами и падение температуры теплоносителя на длине участка. Наружный диаметр обеих труб составит 194 мм, расход теплоносителя – 43,1 кг/с. Среднегодовая температура теплоносителя в подающем трубопроводе 65°C , в обратном – 50°C . Среднегодовая расчетная скорость ветра $\vartheta = 5,7 \text{ м/с}$. Среднегодовая температура наружного воздуха $t_o = +2,7^\circ\text{C}$.

Решение. Для выполнения предварительных расчетов следует задать толщину изоляции, равную минимальной толщине полуцилиндров, изготавливаемых промышленностью, – 30 мм (Прил. 16).

Наружный диаметр изоляции равен

$$d_{\text{ни}} = 0,194 + 2 \cdot 0,03 = 0,254 \text{ мм.}$$

Теплопроводность изоляции по данным Приложения 16 составляет
– для подающего трубопровода

$$\lambda_{\text{ин}} = 0,043 + 0,00019(65 + 40)/2 = 0,053 \text{ Вт/(м}^\circ\text{C)},$$

– для обратного трубопровода

$$\lambda_{\text{ио}} = 0,043 + 0,00019(50 + 40)/2 = 0,0516 \text{ Вт/(м}^\circ\text{C)}.$$

Сопротивление изоляции теплопроводности определяется по формуле (5.40):

– для подающего трубопровода

$$R_{\text{и}}^{\text{п}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,053} \ln \frac{0,254}{0,194} = 0,809 \text{ м}^\circ\text{C/Вт},$$

– для обратного трубопровода

$$R_{\text{и}}^{\text{о}} = \frac{1}{20 \cdot 3,14 \cdot 0,0516} \ln \frac{0,254}{0,194} = 0,831 \text{ м}^\circ\text{C/Вт}.$$

Коэффициент теплоотдачи поверхности изоляции определяется по формуле (5.42)

$$\alpha_{\text{н}} = 11,6 + 7\sqrt{5,7} = 28,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Тепловое сопротивление наружной поверхности изоляции

$$R_{\text{н}} = 1/3,14 \cdot 0,254 \cdot 21,7 = 0,044 \text{ м} \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}.$$

Общее сопротивление теплопередачи
подающего трубопровода

$$R^{\text{п}} = 0,809 + 0,058 = 0,856 \text{ м} \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт};$$

обратного трубопровода

$$R^{\text{о}} = 0,831 + 0,058 = 0,875 \text{ м} \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}.$$

Удельные потери теплоты по формуле (5.38)
подающим трубопроводом

$$q_{\text{п}} = (65 - 2,7)/0,856 = 72,8 \text{ Вт}/\text{м},$$

обратным трубопроводом

$$q_{\text{о}} = (50 - 2,7)/0,875 = 54 \text{ Вт}/\text{м}.$$

Значения теплотерь для подающего и для обратного трубопроводов выше норм для данного диаметра труб, приведенных в табл. 5.10. Поэтому толщина изоляционного слоя выбирается для подающего трубопровода 50 мм и обратного трубопровода – 40 мм.

Результаты повторного расчета:

$$d_{\text{ни}}^{\text{п}} = 0,194 + 2 \cdot 0,05 = 0,294 \text{ мм},$$

$$d_{\text{ни}}^{\text{о}} = 0,194 + 2 \cdot 0,04 = 0,274 \text{ мм},$$

$$R_{\text{и}}^{\text{п}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,053} \ln \frac{0,294}{0,194} = 1,249 \text{ м} \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт},$$

$$R_{\text{и}}^{\circ} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0516} \ln \frac{0,274}{0,194} = 1,065 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт},$$

$$R_{\text{н}}^{\text{п}} = 1/3,14 \cdot 0,294 \cdot 21,7 = 0,050 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт},$$

$$R_{\text{н}}^{\circ} = 1/3,14 \cdot 0,274 \cdot 21,7 = 0,053 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт},$$

$$R^{\text{п}} = 1,249 + 0,050 = 1,299 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт},$$

$$R^{\circ} = 1,065 + 0,053 = 1,118 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт},$$

$$q_{\text{п}} = (65 - 2,7)/1,299 = 47,9 \text{ Вт/м},$$

$$q_{\circ} = (50 - 2,7)/1,118 = 42,3 \text{ Вт/м}.$$

Эти значения теплотерь ниже норм для данного диаметра труб. Толщина изоляции значительно меньше предельной толщины для данного диаметра труб (табл. 5.12). Следовательно, по этим параметрам толщина тепловой изоляции выбрана правильно.

Падение температуры теплоносителя на длине участка по формуле (5.53):

для подающего трубопровода

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{47,9 \cdot 80 \cdot 1,25}{4,19 \cdot 10^3 \cdot 43,1} = 26,5 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C},$$

для обратного трубопровода

$$\Delta t_{\circ} = \frac{42,3 \cdot 80 \cdot 1,25}{4,19 \cdot 10^3 \cdot 43,1} = 23,4 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Пример 5.5. Определите, как изменятся удельные тепловые потери трубопроводов, если они будут проложены в непроходном бетонном канале. Глубина заложения осей труб $h = 1,5$ м. Грунт песчаный ($\rho = 2000 \text{ кг/м}^3$), влажный (теплопроводность $\lambda_{\text{гр}} = 2,0 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}$), температура на глубине прокладки труб $t_{\text{гр}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$). Теплопроводность бетона во влажной среде $\lambda_{\text{ст}} = 1,86 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}$.

Решение. По формуле (5.51) определяются эквивалентные наружный и внутренний диаметры канала (рис. 5.4)

$$d_{\text{эн}} = \frac{4 \cdot 1,04 \cdot 0,59}{2(1,04 + 0,59)} = 0,75 \text{ м},$$

$$d_{\text{эв}} = \frac{4 \cdot 0,9 \cdot 0,45}{2(0,9 + 0,45)} = 0,6 \text{ м}.$$

Коэффициент теплоотдачи от воздуха канала к внутренней поверхности канала по (5.42) $\alpha = 11,6$, так как $\vartheta = 0$.

Сопротивление теплоотдачи от воздуха канала к его внутренней поверхности по (5.41)

$$R_{\text{вн}} = 1/3,14 \cdot 0,6 \cdot 11,6 = 0,046 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

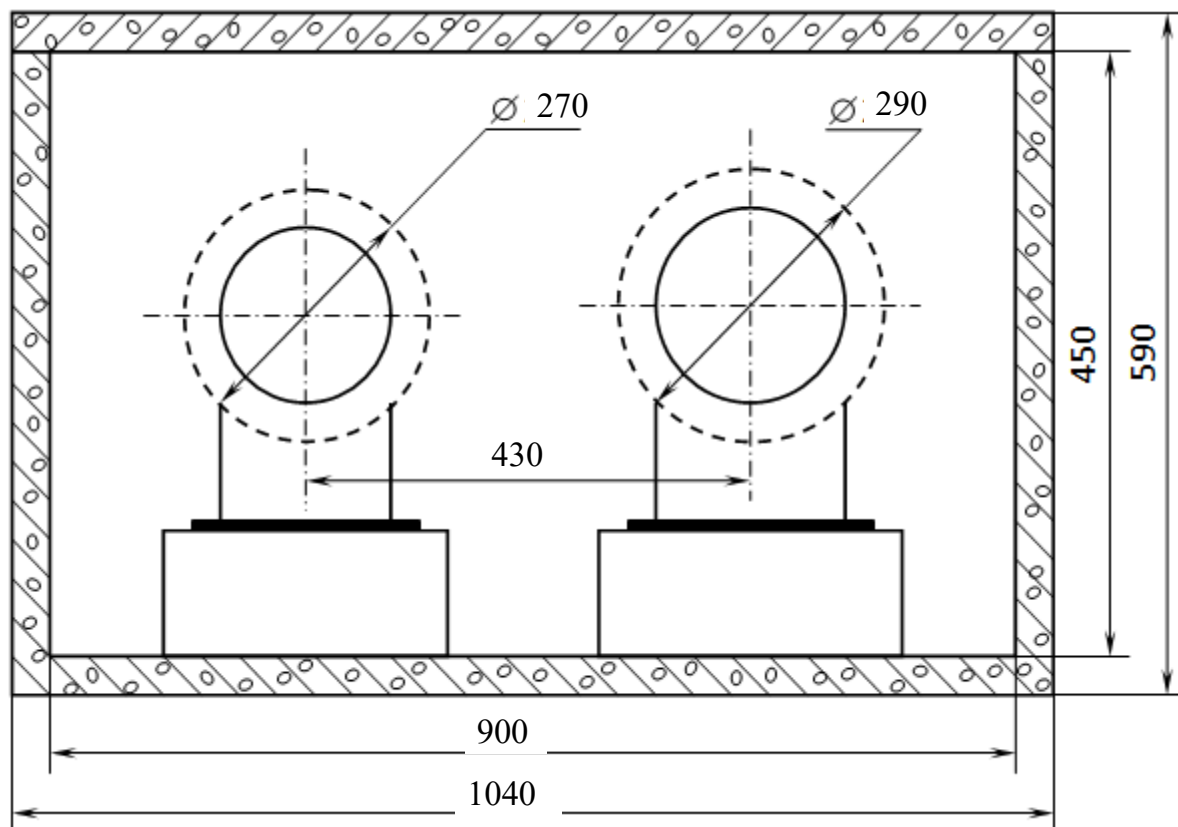


Рис. 5.4. Сечение трубопроводов

Тепловое сопротивление стенок канала по формуле (5.50)

$$R_{\text{ст}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,86} \ln \frac{0,75}{0,6} = 0,019 \text{ м} \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Так как отношение $h/d_{\text{эн}} < 2$, то тепловое сопротивление грунта находится по формуле (5.44)

$$R_{\text{гр}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,86} \ln \left[\frac{2 \cdot 1,5}{0,75} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 1,5}{0,75} \right)^2 - 1} \right] = 0,177 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Общее тепловое сопротивление:

подающего трубопровода

$$R^{\Pi} = 1,249 + 0,242 = 1,491 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт},$$

обратного трубопровода

$$R^{\circ} = 1,065 + 0,242 = 1,307 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Условное дополнительное сопротивление по формуле (6.45)

$$R_{\text{доп}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,86} \ln \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 1,5}{0,434}\right)^2 + 1} = 0,166 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Температура воздуха в канале по формуле (5.52)

$$t_k = \frac{65/1,491 + 50/1,307 + 5/0,242}{1/1,455 + 1/1,307 + 1/0,242} = 18,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Подстановка вместо $t_{\text{гр}}$ значения t_k в формулах (5.46) и (5.47) позволяет определить удельную потерю теплоты:

– подающим трубопроводом

$$q_{\Pi} = \frac{(65 - 18,4) 1,307 - (50 - 18,4) 0,166}{1,491 \cdot 1,307 - 0,166^2} = 28,97 \text{ Вт/м},$$

– обратным трубопроводом

$$q_o = \frac{(50 - 18,4) 1,491 - (65 - 18,4) 0,166}{1,491 \cdot 1,307 - 0,166^2} = 20,5 \text{ Вт/м}.$$

Таким образом, удельные потери теплоты в подающем трубопроводе в $\frac{47,9}{28,97} = 1,65$ раза, в обратном трубопроводе – в $\frac{42,3}{20,5} = 2,06$ раза.

5.7. Рабочие чертежи (планы и схемы тепловых сетей)

После выбора способа прокладки, трассы тепловых сетей, гидравлического расчета трубопроводов разрабатываются планы и схемы тепловых сетей.

Для разработки плана сети в качестве подосновы используются рабочие чертежи генерального плана, дорог или топографические планы.

В соответствии с ГОСТ 21.705-2016 [20] на планах сетей указываются: проектируемые (сплошной толстой основной линией) и существующие (сплошной тонкой линией) различные коммуникации, контуры зданий, сооружений и дороги (сплошной тонкой линией) с координатами или привязками осей трасс; элементы сетей (в том числе опоры), их координаты или длины участков между ними; маркировку, нумерацию элементов сетей; величины углов поворота (кроме углов 90°).

Элементы сетей изображаются условными графическими изображениями (см. табл. 5.13). Им присваиваются обозначения, состоящие из марки и порядкового номера по маркам (УТ2, Н5 и Т). Нумерация элементов сетей начинается от источника тепловой энергии или границы проектирования.

Марки элементов сетей: узлы трубопроводов – УТ; П-образные компенсаторы – К; углы поворота – УП; неподвижные опоры вне узлов поворота – Н.

На планах подземные сети допускается условно изображать сплошными двойными основными линиями, надземные – одинарной сплошной основной линией.

Для трубопроводов сетей принимаются буквенно-цифровые обозначения с указанием наружного диаметра и толщины стенки трубы на полке линии-выноски или под ней.

На планах сетей в местах изменения диаметров трубопроводов, их размещения или способов прокладки указываются положения секущих плоскостей поперечных разрезов; направление взгляда для разрезов и их нумерация принимается от источника тепловой энергии.

Расстояния между опорами определяются расчетным путем в зависимости от условного диаметра трубопроводов или принимаются по аналогии из справочной литературы. Максимальные расстояния между неподвижными опорами при канальной подземной прокладке представлены в табл. 5.14.

Таблица 5.13

Условные графические обозначения на планах тепловых сетей

Наименование	Обозначение
Прокладка в канале с попутным дренажом	
Узел трубопроводов в камерах, тоннелях и при надземной прокладке (без павильонов)	
Узел трубопроводов в наземном павильоне	
Опуск трубопроводов при изменении типа прокладки	
П-образный компенсатор: при подземной прокладке	
при надземной прокладке	

Планы тепловых сетей выполняются в масштабе 1:500, 1:1000, поперечные разрезы – 1:10, 1:20, 1:50.

Схемы сетей выполняются без масштаба. На схемах указываются все трубопроводы и их обозначения; арматура, компенсаторы, неподвижные опоры, углы поворотов (кроме 90°), опуски труб, точки дренажа трубопроводов; маркировка элементов сетей и нумерацию; направление секущих плоскостей поперечных разрезов и их нумерация.

Запорная арматура должна быть установлена на всех трубопроводах выводов тепловых сетей от источников теплоснабжения, на трубопроводах ответвлений к отдельным зданиям, на трубопроводах узлов ответвлений при условном диаметре трубопроводов не менее 100 мм, на трубопроводах водяных тепловых сетей на расстоянии не более 1000 м друг от друга с устройством между подающим и обратным трубопроводами перемычки диаметром 30 % от диаметра трубопровода, на перемычке (две задвижки и спускной контрольный вентиль между ними).

На схемах сетей или на одном из повторяющихся участков схемы показывается разбивка, привязка и тип всех подвижных опор трубопроводов или приводится таблица с указанием типа опор и расстояния между ними для каждого диаметра труб.

Допускается при двух-четырех трубных сетях заменять схему сетей фрагментами схемы в пределах узлов трубопроводов, размещая фрагменты, как правило, на местах совместно с поперечными разрезами.

Поперечные разрезы выполняются в местах изменения диаметров трубопроводов, их размещения или способа прокладки. На поперечных разрезах указываются: каналы, тоннели, траншеи (для бесканальной прокладки), эстакады, отдельно стоящие опоры – в виде упрощенных контуров очертаний сплошной тонкой линией; трубопроводы, их привязка к строительным конструкциям и обозначения; опоры трубопроводов – в виде упрощенных контурных очертаний сплошной тонкой линией; нумерация позиций опор по спецификации – на полке линии-выноски; контуры тепловой изоляции – штриховой линией.

При выполнении поперечных разрезов линейные размеры принимаются в соответствии с требованиями СП 124.13330.2012 (см. табл. 5.15). После размещения трубопроводов выбираются конструктивные размеры элементов каналов из числа выпускаемых промышленностью (при канальной прокладке), и опор (при подземной прокладке тепловых сетей).

Кроме планов и схем тепловых сетей разрабатываются профили сетей, чертежи узлов трубопроводов и компенсаторов.

Таблица 5.14

Расстояния между неподвижными опорами
в непроходных каналах [18]

Условный диаметр трубы, мм	40	50	70	80	100	125	150
Расстояние, м	45	50	55	65	65	70	80

Таблица 5.15

Основные требования к размещению трубопроводов при их надземной прокладке и в непроходимых каналах по СП 124.13330.2012

Условный проход трубопроводов, мм	Расстояние от поверхности теплоизоляционной конструкции трубопроводов в свету, мм, не менее			
	до стенки канала, мм	до поверхности теплоизоляционной конструкции смежного трубопровода, мм	до перекрытия канала	до конца канала
25–80	70	100	50	100
100–250	80	140	50	150
300–350	100	160	70	150
400	100	200	70	180

Пример 5.6. Составите план и схему тепловых сетей по данным примера 5.1. Прокладка теплопроводов на участках I, II, IV – подземная, на III и V – надземная.

Решение. Подземная прокладка на плане (рис. 5.5) изображается двумя сплошными основными толстыми линиями. Подающий трубопровод располагается с правой стороны (если смотреть от источника тепловой энергии), обратный – с левой. Элементы сетей обозначаются условными графическими изображениями (табл. 5.13).

Надземные сети обозначаются одной сплошной основной линией.

Ориентировочные расстояния между опорами принимаются по табл. 5.14 в соответствии с диаметрами трубопроводов.

Неподвижные опоры с учетом диаметров трубопроводов между ними предусмотрены в узлах трубопроводов, на выводе источника тепловой энергии, на узлах трубопроводов и вводах абонентов. Запорная арматура (рис. 5.6) предусмотрена на трубопроводах выводов от источника теплоты, в узлах ответвлений к отдельным зданиям. Секционирующие задвижки не предусмотрены, так как длина тепловых сетей мала.

На V участке компенсатором является угол поворота трубопровода.

Пример 5.7. По условиям примера 5.6 выполните разрезы трубопроводов по секущим плоскостям 3–3 и 4–4.

Решение: Поперечные разрезы представлены на рис. 5.6 и 5.7. Линейные размеры размещения трубопроводов приняты в соответствии с СНиП 2.04.07-86 (табл. 5.15).

В Приложении 17 приведены примеры выполнения плана и схемы тепловых сетей (заимствованы из [20]).

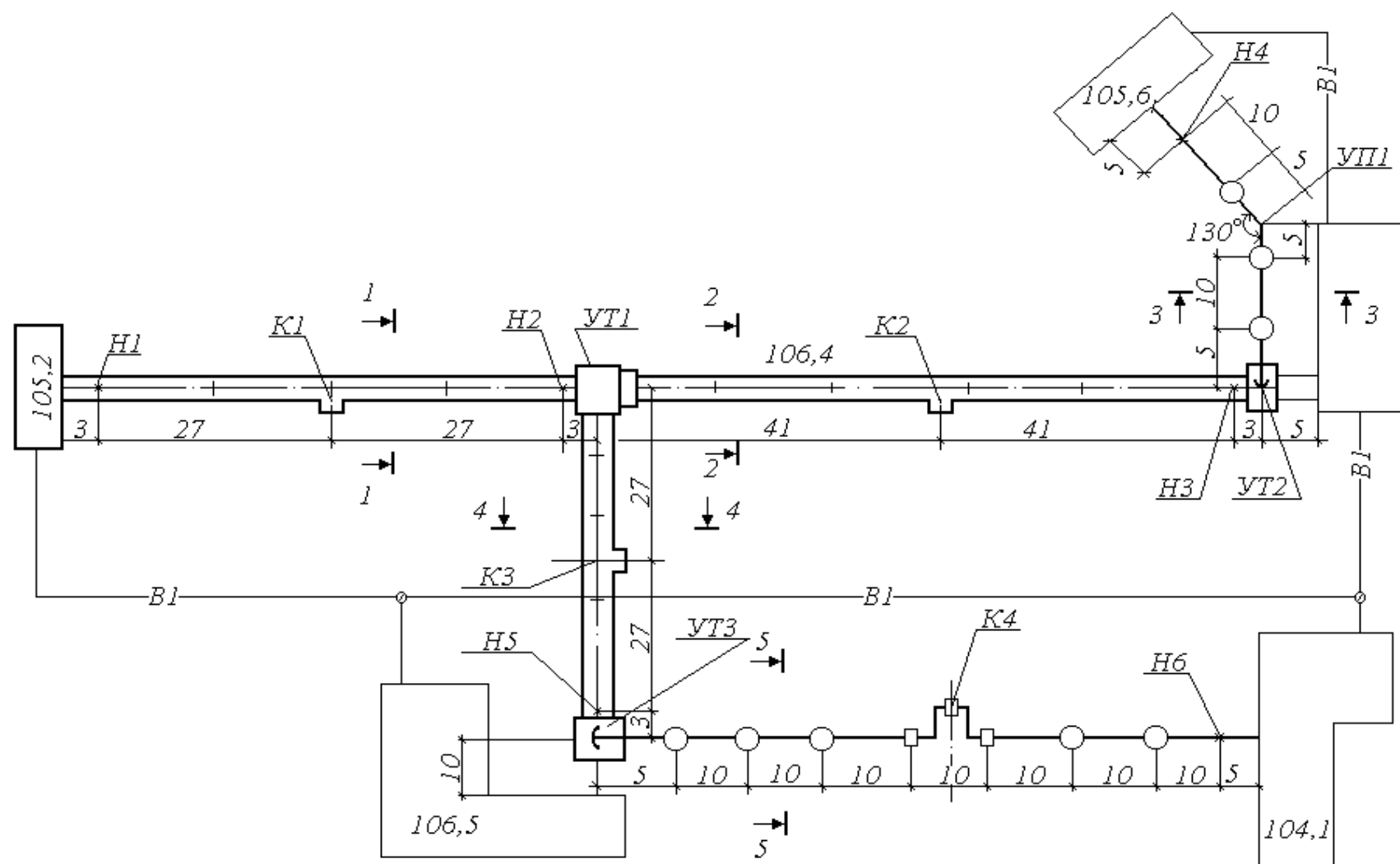


Рис. 5.5. План тепловых сетей

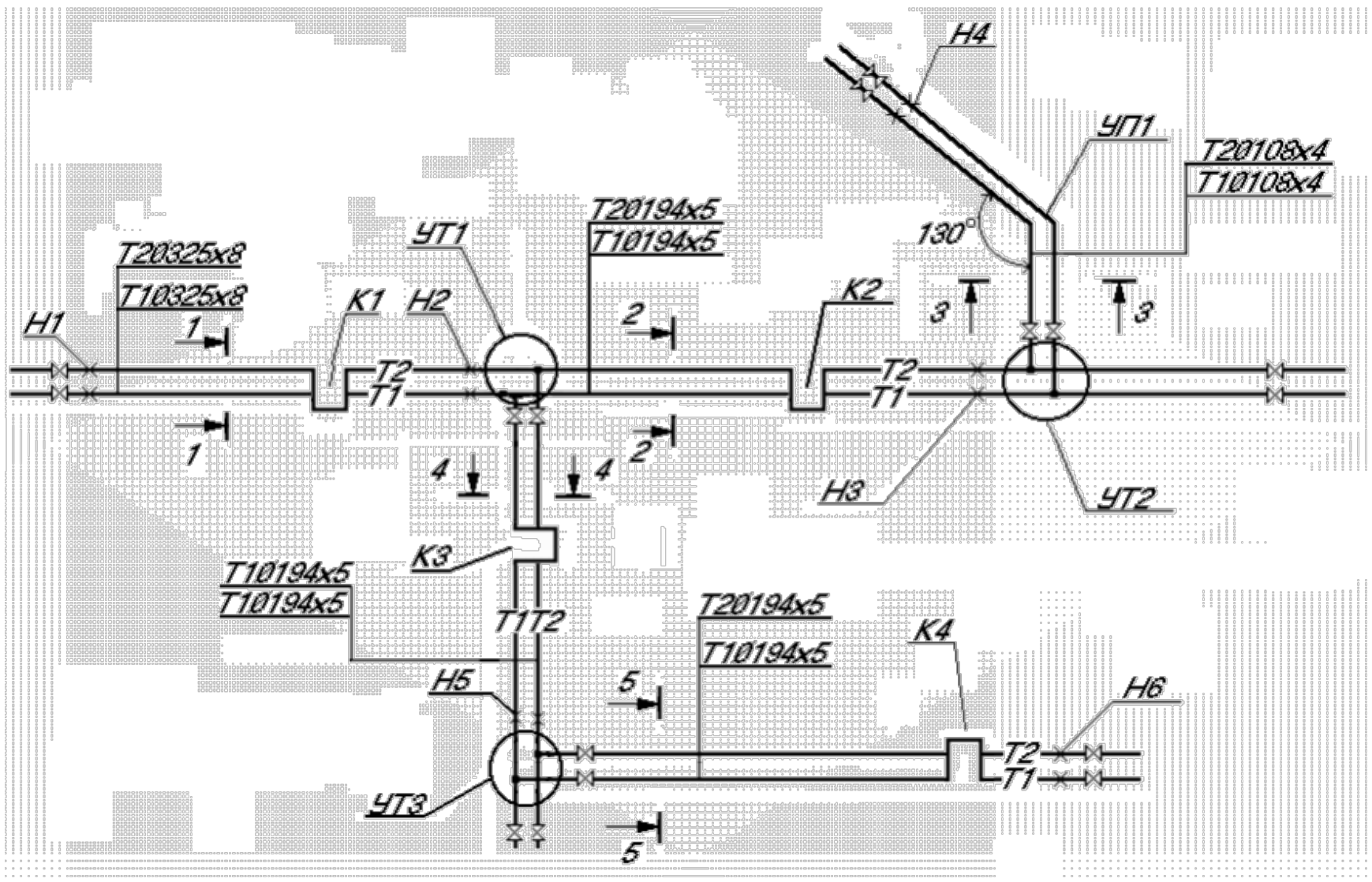


Рис. 5.6. Схема тепловых сетей

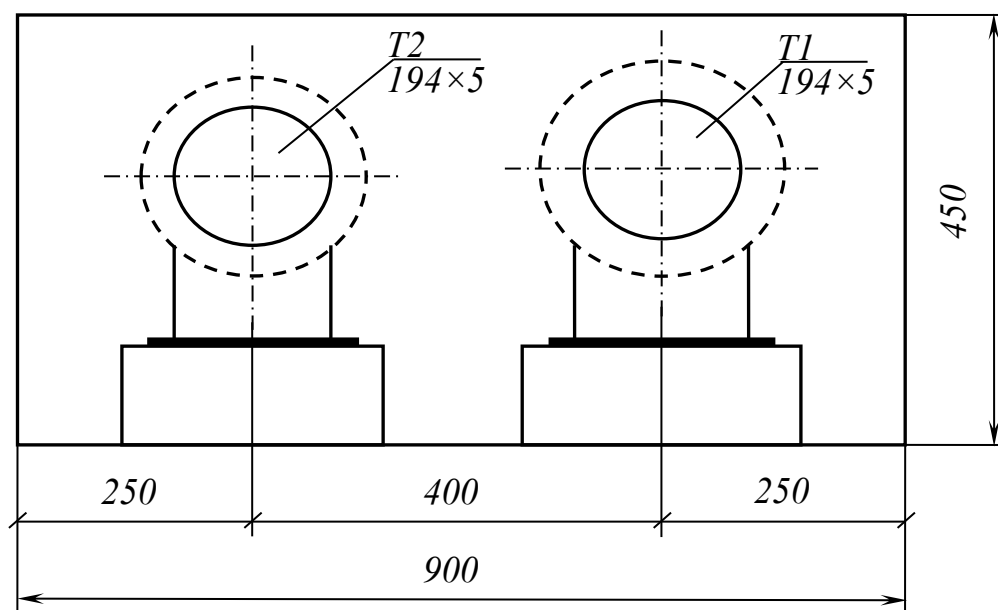


Рис. 5.7. Поперечный разрез по секущей плоскости 3-3

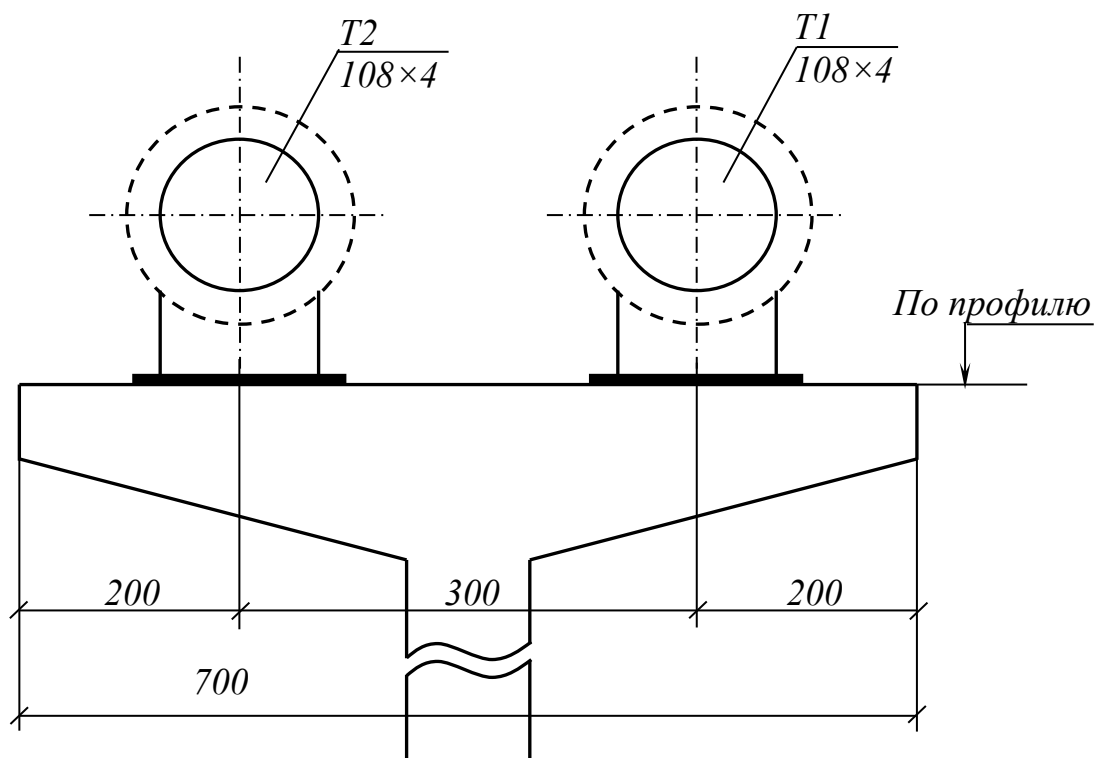


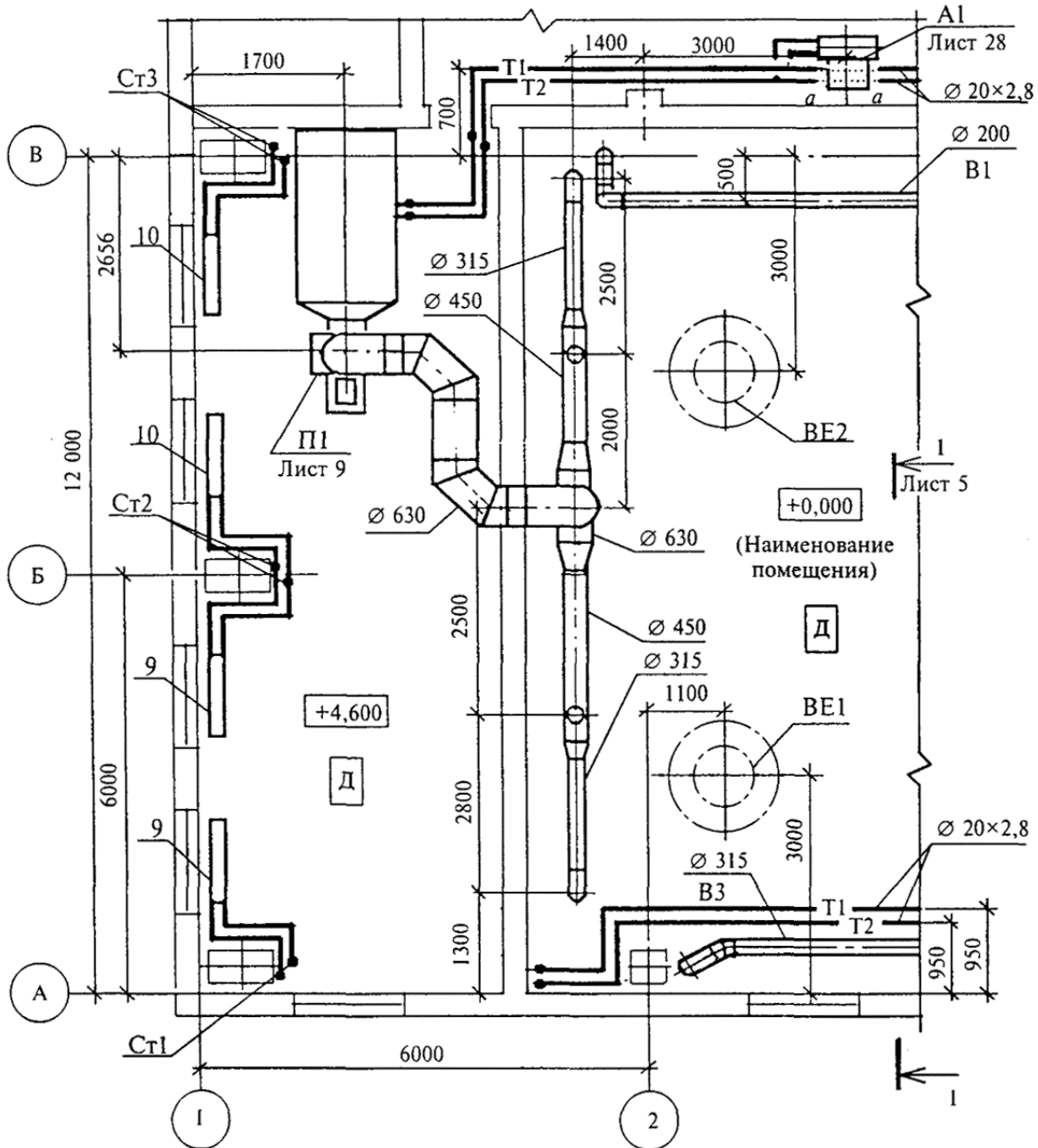
Рис.5.8. Поперечный разрез по секущей плоскости 4-4

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

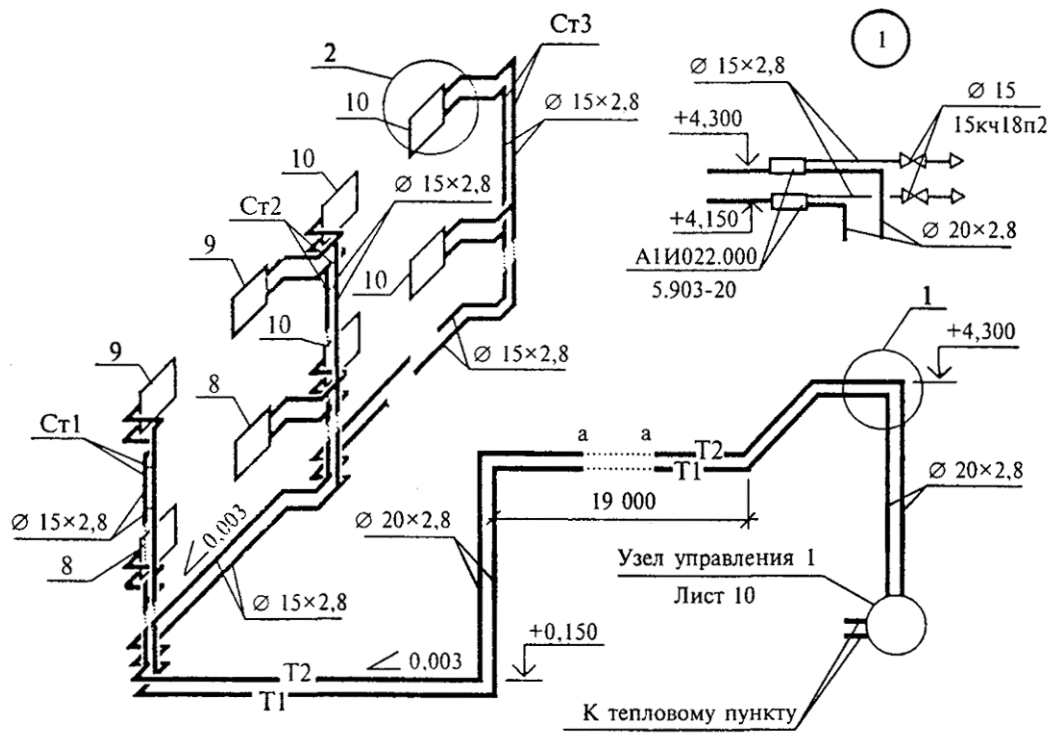
Пример плана отопления и вентиляции [16]

План 3—3



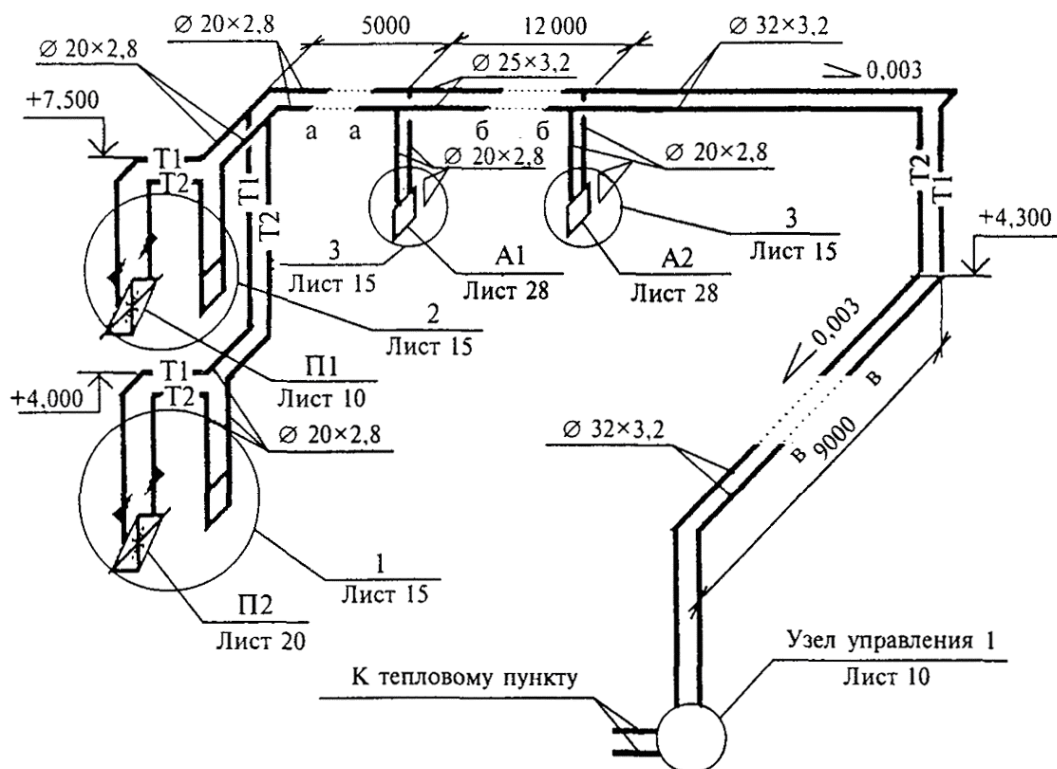
Приложение 2

Схема отопления [16]



Приложение 3

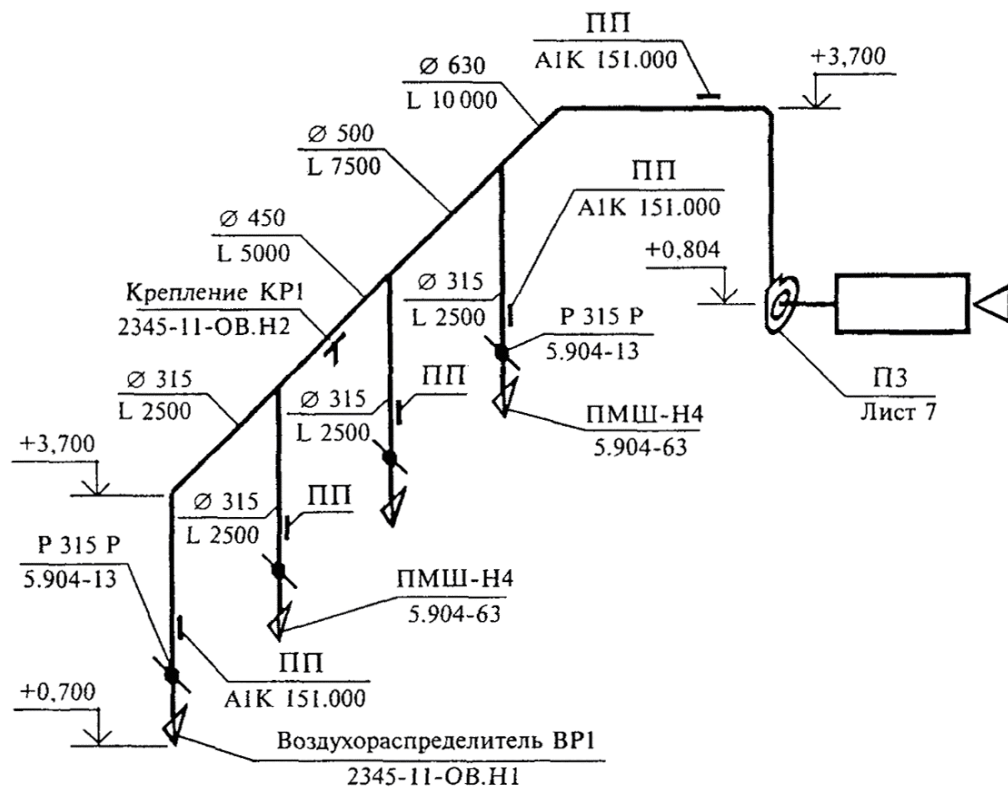
Схема теплоснабжения установок П1, П2, А1, А2 [16]



Приложение 4

Схема приточной вентиляции [16]

ПЗ



Приложение 5

Таблица П 5.1

Расчетные (удельные) средние за год суточные расходы воды (стоков)
в жилых зданиях, л/сут, на одного жителя

Жилые здания	Строительно-климатический район			
	I и II		III и IV	
	общий	в том числе горячей	общий	в том числе горячей
С водопроводом и канализацией без ванн	100	40	110	45
То же, с газоснабжением	120	48	135	55
То же, с газовыми водонагревателями	210	85	235	95
С централизованным горячим водоснабжением и сидячими ваннами	230	95	260	105
То же, с ваннами длиной более 1500–1700 мм	250	100	285	115

Таблица П 5.2

Расчетные (удельные) средние за год суточные расходы воды (стоков) в зданиях общественного и промышленного назначения, л/сут, на одного потребителя по СП 30.13330.2016

Водопотребители	Единица измерения	Расчетные (удельные) средние за год суточные расходы воды, л/сут, на единицу измерения		Повышающий коэффициент для III и IV климатических районов	Продолжительность водозабора, ч
		общий	в том числе горячей		
1. Общежития: с общими душевыми с душами при всех жилых комнатах	1 житель То же	90 140	50 80	1,1 1,15	24 24
2. Гостиницы, пансионаты и мотели: с общими ваннами и душами с душами во всех номерах с ванными во всех номерах	» » »	120 230 300	70 140 180	1,1 1,15 1,15	24 24 24
7. Учебные заведения с душевыми при гимнастических залах и столовыми, работающими на полуфабрикатах	1 учащийся и 1 преподаватель	20	8	1,1	8
8. Административные здания	1 работающий	15	6	1,2	8
9. Предприятия общественного питания с приготовлением пищи, реализуемой в обеденном зале	1 блюдо	12	4	1,0	-
10. Бани: для мытья в мыльной и ополаскиванием в душе то же, с приемом оздоровительных процедур душевая кабина ванная кабина	1 посетитель То же	180 290 360 540	120 190 240 360	1,0 1,0 1,0 1,0	3 3 3 3
11. Прачечные: немеханизированные механизированные	1 кг сухого белья То же	40 75	15 25	1,0 1,0	- -
12. Производственные цехи: обычные с тепловыделениями свыше 84 кДж на 1 м ³ /ч	1 чел. в смену То же	25 45	11 24	1,15 1,0	8 6
13. Душевые в бытовых помещениях промышленных предприятий	1 душевая сетка в смену	500	270	1,1	-

Примечания

1 Нормы расхода воды в графе "Расчетные (удельные) средние за год суточные расходы воды, л/сут, установлены для I и II климатических районов.

Нормы расхода воды для III и IV климатических районов следует принимать с учетом коэффициента в графе «Повышающий коэффициент для III и IV климатических районов».

2 Нормы расхода воды установлены для основных потребителей и включают все дополнительные расходы (обслуживающим персоналом, душевыми для обслуживающего персонала, посетителями, на уборку помещений и т.п.).

Потребление воды в групповых душевых и на ножные ванны в бытовых помещениях производственных предприятий, на стирку белья в прачечных и приготовление пищи на предприятиях общественного питания, а также на водолечебные процедуры в водолечебницах и приготовление пищи, входящих в состав больниц, санаториев и поликлиник, надлежит учитывать дополнительно.

3 При неавтоматизированных стиральных машинах в прачечных и при стирке белья со специфическими загрязнениями расчетный расход горячей воды допускается увеличивать на 30%.

4 Приведенные расчетные расходы воды на поливку установлены из расчета на 1 поливку. Число поливок в сутки следует принимать в зависимости от климатических и других местных условий.

5 Расходы воды на производственные нужды, не указанные в таблице, следует принимать в соответствии с технологическими заданиями и указаниями по строительному проектированию предприятий отдельных отраслей промышленности.

6 Для водопотребителей гражданских зданий, сооружений и помещений, не указанных в таблице, нормы расхода воды следует принимать согласно настоящему приложению для потребителей, аналогичных по характеру водопотребления.

7 На предприятиях общественного питания количество блюд реализуемых за один рабочий день, допускается определять по формуле

$$U = 2,2nmT\psi,$$

где n – количество посадочных мест; m – количество посадок, принимаемых для столовых открытого типа и кафе – 2; для столовых студенческих и при промышленных предприятиях – 3; для ресторанов – 1,5; T – время работы предприятия общественного питания, ч; ψ – коэффициент неравномерности посадок на протяжении рабочего дня, принимаемый: для столовых и кафе – 0,45; для ресторанов – 0,55; для других предприятий общественного питания при обосновании допускается принимать 1,0.

Приложение 6

Нормы расхода горячей воды и пара на производство мяса *

Наименование	Единица измерения	Выработка мяса, мощность, т/смену			
		10	30	50	100
Технологические цели					
Горячая вода 65 °С					
Говядина	м ³ /т	5,4	4,9	4,4	3,7
Свинина	м ³ /т	5,2	4,6	4,1	3,3
Баранина	м ³ /т	5,3	4,9	4,4	3,6
Пар					
Говядина	т/т	0,76	0,68	0,58	0,58
Свинина	т/т	0,60	0,53	0,43	0,39
Баранина	т/т	0,76	0,73	0,70	0,62

Приложение 7

Нормы расхода горячей воды и пара на переработку мяса *

Наименование	Единица измерения	Переработка мяса, мощность, т/смену			
		5–9	10–30	31–60	61–90
Технологические цели					
Горячая вода 65 °С	м ³ /т	1,6	1,5	1,4	1,3
Пар	т/т	0,38	0,35	0,27	0,26
Мойка оборудования					
Горячая вода 65 °С	м ³ /т	1,18	0,85	0,81	0,77

* ВНТП 540/697-92. Ведомственные нормы технологического проектирования предприятий мясной промышленности. – М.: Минсельхозпрод РФ. Гипромясморпром, 1992.

Приложение 8

**Ориентировочные нормы потребности в тепловой энергии
на технологические нужды плодоовощных консервных предприятий***

№ п/п	Наименование продукции	Единица измерения	Удельный расход
1	Консервы:		
	плодоовощные	Гкал/Т.У.Б.*	0,42...0,52
	мясорастительные	Гкал/Т.У.Б.†	0,42...0,48
	овощные соки	Гкал/Т.У.Б.	0,35...0,42
2	Паста томатная, 30 %	Гкал/Т.У.Б.	0,44...0,56
	Сок томатный	Гкал/Т.У.Б.	0,28...0,34
3	Консервы фруктовые	Гкал/Т.У.Б.	0,38...0,46
	Соки фруктовые	Гкал/Т.У.Б.	0,30...0,36
	Компоты	Гкал/Т.У.Б.	0,28...0,36
	Варенье, джем, повидло	Гкал/Т.У.Б.	0,45...0,55
4	Овощи, плоды и ягоды быстро- замороженные	Гкал/т	0,408
	Первые и вторые быстрозамороженные обеденные блюда	Гкал/т	0,57
5	Сухофрукты	Гкал/т	0,11

* ВНТП 12-94 к. Временные нормы технологического проектирования предприятий плодоовощной консервной промышленности. – М.: Минсельхозпрод, АО «Севкавпищепромпроект», 1994.

† Т.У.Б. – тысяча учетных банок. Масса нетто учетной банки составляет 400 г. Коэффициент перевода физических банок в учетные по массе $k = m/400$, где m – масса нетто продукции в физической банке, г. По концентрации продукта $k = mc/(400B)$, где c – стандартная массовая доля сухого вещества в готовой продукции, %; B – базовое содержание сухого вещества в сырье или соке, %.

Приложение 9

Расход пара на тепловую обработку молока и молочных продуктов*

	Наименование продукции	Удельный расход пара кг/кг	Примечания
1	Молоко свежее (пастеризация в пластинчатых установках)	0,013...0,016	С регенерацией теплоты
2	Молоко охлажденное (пастеризация в пластинчатых установках)	0,017...0,022	С регенерацией теплоты
3	Сметана, кисломолочные продукты	0,160...0,192	Без регенерации теплоты
4	Творог	0,56..0,74	На 1 кг готовой продукции
5	Творог	0,045...0,050	На 1 кг исходного молока
6	Сыр	0,075...0,080	На 1 кг исходного молока
7	Сыр	0,57...0,80	На 1 кг готовой продукции
8	Молоко сгущенное	0,34...0,41	На 1 кг исходного молока
9	Сухое обезжиренное молоко (из сгущенного)	1,6...1,75	На 1 кг готовой продукции

* По материалам каталога-дополнения «Машины, оборудование, приборы и средства автоматизации для перерабатывающих отраслей АПК». М.: Информагротех, 1993.

Приложение 10

Удельные теплотери q_0 и удельные расходы теплоты на вентиляцию q_v
промышленных, служебных и общественных зданий
(для ориентировочных расчетов)

А. Промышленные здания			
Назначение зданий	Строительный объем зданий, тыс. м ³	Удельные характеристика, Дж/(с · м ³ · °С)	
		для отопления q_0	для вентиляции q_v
Чугунолитейные цехи	10–50	0,35–0,29	1,28–1,17
	50–100	0,29–0,25	1,17–1,05
	100–150	0,25–0,21	1,05–0,95
Сталелитейные цехи	10–50	0,35–0,29	1,12–0,97
	50–100	0,29–0,25	0,97–0,85
	100–150	0,25–0,21	0,86–0,80
Меднолитейные цехи	5–10	0,47–0,42	2,80–2,36
	10–20	0,42–0,29	2,36–1,86
	20–30	0,29–0,24	1,86–1,38
Термические цехи	до 10	0,47–0,35	1,52–1,40
	10–30	0,35–0,29	1,40–1,17
	30–75	0,29–0,24	1,17–0,70
Кузнечные цехи	до 10	0,47–0,35	0,80–0,70
	10–50	0,35–0,29	0,70–0,58
	50–100	0,29–0,18	0,58–0,35
Механосборочные и механические цехи, слесарные мастерские	5–10	0,65–0,53	0,47–0,29
	10–50	0,53–0,47	0,29–0,17
	50–100	0,47–0,44	0,17–0,14
	100–200	0,44–0,42	0,14–0,10
Деревообделочные цеха	до 5	0,69–0,64	0,69–0,58
	5–10	0,64–0,53	0,58–0,53
	10–50	0,53–0,47	0,53–0,47
Цехи металлических покрытий	50–100	0,45–0,42	0,61–0,53
	100–150	0,42–0,35	0,53–0,42
Цехи покрытий металлами	до 2	0,75–0,69	5,85–4,70
	2–5	0,69–0,64	4,70–3,45
	5–10	0,64–0,53	3,45–2,36

Окончание Приложения 10

Назначение зданий	Строительный объем зданий, тыс. м ³	Удельные характеристика, Дж/(с · м ³ · °С)	
		для отопления q_0	для вентиляции q_v
Ремонтные цехи	5–10	0,69–0,58	0,23–0,18
	10–20	0,58–0,53	0,18–0,12
Локомотивное дело	до 5	0,81–0,75	0,47–0,35
	5–10	0,75–0,69	0,35–0,29
Склады химикатов, красок и т.п.	до 1	1,0–0,86	–
	1–2	0,86–0,75	–
	2–5	0,75–0,67	0,7–0,53
Склады моделей и главные магазины	1–2	0,95–0,80	–
	2–5	0,80–0,70	–
	5–10	0,70–0,53	–
Бытовые и административные вспомогательные помещения	0,5–1	0,70–0,53	–
	1–2	0,53–0,47	–
	2–5	0,47–0,39	0,17–0,14
	5–10	0,39–0,35	0,14–0,13
	10–20	0,35–0,29	0,13–0,11
Проходные	до 0,5	1,53–1,40	–
	0,5–2,0	1,40–0,80	–
	2–5	0,80–0,58	0,18–0,12
Б. Удельные расходы теплоты на вентиляцию служебных и общественных зданий, Дж/(с · м ³ · °С)			
Административные здания, здания научно- исследовательских и проектных институтов	0,21	Больницы	0,35
		Бани, лаборатории	1,20
Клубы	0,24	Прачечные	0,94
Театры и кинотеатры	0,48	Предприятия обществен- ного питания, гаражи	0,84
Магазины, учебные заведения, пожарные депо	0,12	Детские ясли- сады	0,12
Поликлиники, диспансеры, амбулатории	0,29	Школы общеобра- зовательные	0,10

Примечание. При отсутствии перечня общественных зданий можно принимать для ориентировочных расчетов $q_v = 0,235$ Дж/(с · м³ · °С) для суммарного объема всех общественных зданий.

Приложение 11

Удельные показатели максимальной тепловой нагрузки q_{oa} на отопление и вентиляцию жилых домов, Вт/м² (по СП 124.13330.2012)

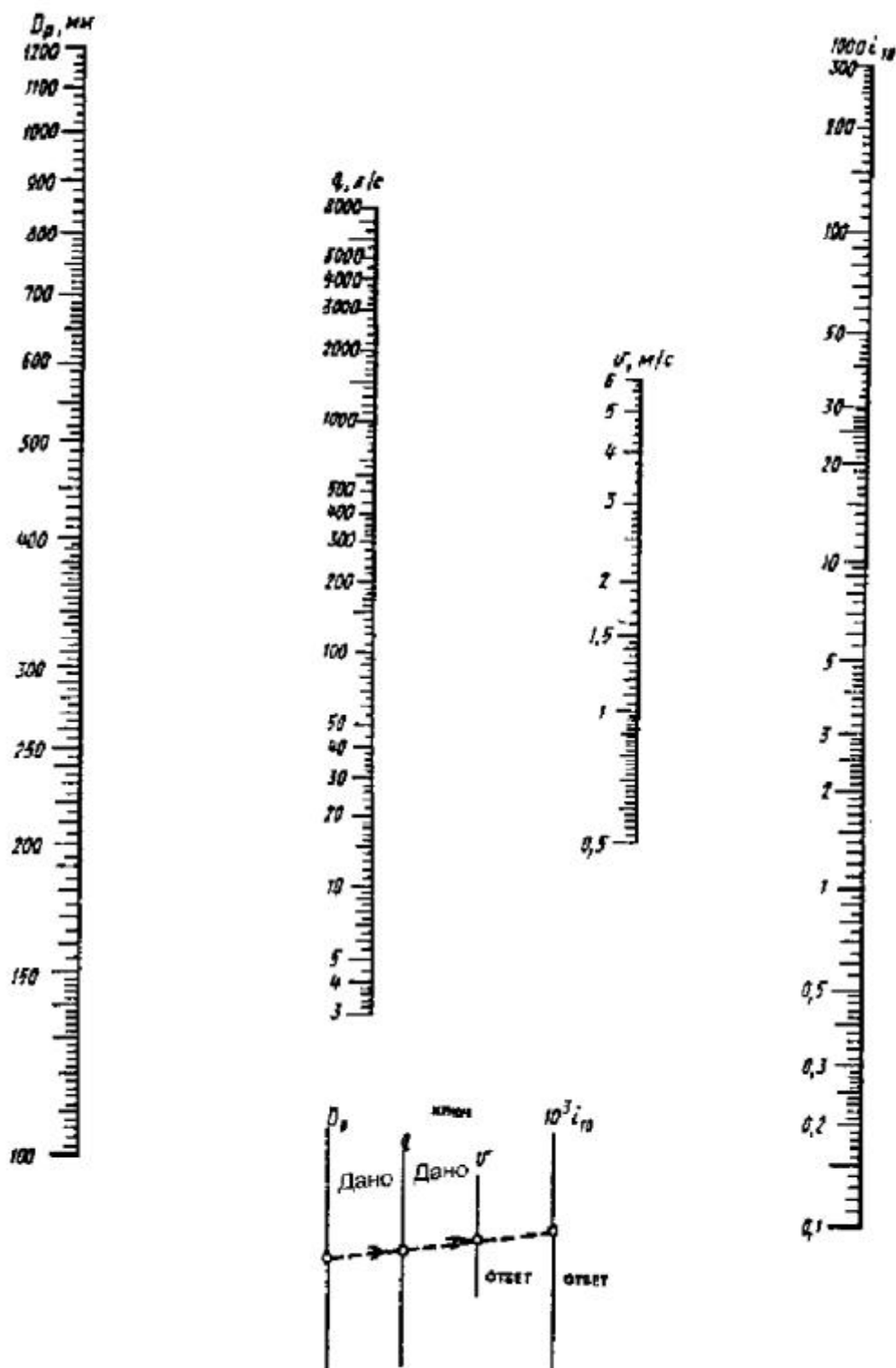
Этажность жилых зданий	Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С										
	–5	–10	–15	–20	–25	–30	–35	–40	–45	–50	–55
Для зданий строительства до 1995 г.											
1–3-этажные одноквартирные отдельностоящие	146	155	165	175	185	197	209	219	228	238	248
2–3-этажные одноквартирные блокированные	108	115	122	129	135	144	153	159	166	172	180
4–6-этажные кирпичные	59	64	69	74	80	86	92	98	103	108	113
4–6-этажные панельные	51	56	61	65	70	75	81	85	90	95	99
7–10-этажные кирпичные	55	60	65	70	75	81	87	92	97	102	107
7–10-этажные панельные	47	52	56	60	65	70	75	80	84	88	93
Более 10 этажей	61	67	73	79	85	92	99	105	111	117	123
Для зданий строительства после 2000 г.											
1–3-этажные одноквартирные отдельностоящие	76	76	77	81	85	90	96	102	105	107	109
2–3-этажные одноквартирные блокированные	57	57	57	60	65	70	75	80	85	88	90
4–6-этажные	45	45	46	50	55	61	67	72	76	80	84
7–10-этажные	41	41	42	46	50	55	60	65	69	73	76
11–14-этажные	37	37	38	41	45	50	54	58	62	65	68
Более 15 этажей	33	33	34	37	40	44	48	52	55	58	61
Для зданий строительства после 2010 г.											
1–3-этажные одноквартирные отдельностоящие	65	66	67	70	73	78	83	87	91	93	94
2–3-этажные одноквартирные блокированные	49	49	50	52	58	64	69	73	77	79	80
4–6-этажные	40	41	42	44	49	55	59	64	67	71	74
7–10-этажные	36	37	38	40	43	48	50	57	60	64	67
11–14-этажные	34	35	36	37	41	45	50	53	56	59	62
Более 15 этажей	31	32	34	35	38	43	47	50	53	56	58

Окончание Приложения 11

Для зданий строительства после 2015 г.											
1–3-этажные одноквартирные отдельностоящие	60	61	62	64	67	72	77	81	84	85	86
2–3-этажные одноквартирные блокированные	47	48	49	51	55	59	64	67	71	73	74
4–6-этажные	37	38	40	42	45	49	55	59	64	66	69
7–10-этажные	34	35	36	37	40	42	48	52	56	59	62
11–14-этажные	31	32	33	35	37	41	45	49	52	55	57
Более 15 этажей	30	31	32	33	36	40	43	47	50	52	55

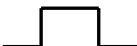
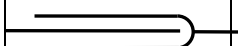
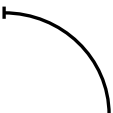
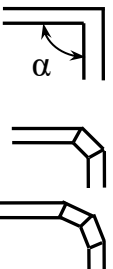
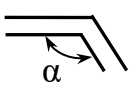
Приложение 12

Номограмма для определения потерь напора в трубах из полимерных материалов диаметром 100–1200 мм (при $K_9 = 0,00002$) по СП40-102-2000

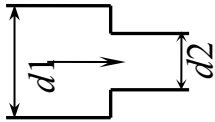
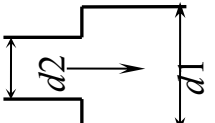
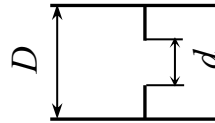
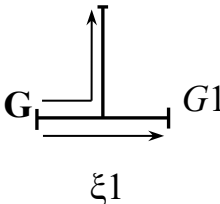
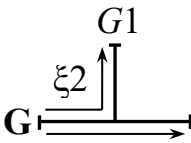


Приложение 13

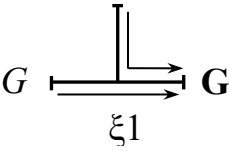
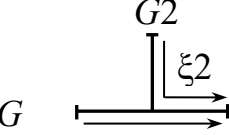
Коэффициенты местных сопротивлений стальных трубопроводов
и эквивалентные их длины при $K_э = 0,5$ мм

Местные сопротивления	Схема	Коэффициент местных сопротивлений	Эквивалентные длины $L_э$, м, при внутреннем диаметре труб, мм			
			50	100	150	207
1	2	3	4	5	6	7
Задвижка		0,5–0,3	0,72	1,53	2,11	2,9
Водомер		3–1,5	4,31	5,1	8,58	–
Компенсатор однолинзовый без рубашки		1,6–0,5	–	5,55	8	10,5
П-образный компенсатор: $r = (1,5 - 2)d$ $r = 3d$		2,5	3,6	8,5	14,3	21,3
		1,9	2,74	6,46	10,8	16,1
Сальниковый компенсатор		0,3	–	1,02	1,71	2,55
Гнутое колено гладкое: $r = 3d$ $r = (1,5 - 2)d$		0,4	0,58	1,36	2,28	3,4
		0,55	0,79	1,88	3,14	4,67
Сварное колено: одношовное $r = d$ двухшовное трехшовное $r = 1,5d$		1,3	1,87	4,42	7,43	11
		0,7	1,01	2,38	4	5,95
		0,6	0,86	2,04	3,43	5,1
Сварное колено одношовное 120°		0,7	1,01	2,38	4	5,95
Грязевик		7	10,1	23,8	40	59,5

Продолжение Приложения 13

1	2	3	4	5	6	7
Внезапное сужение $d_1/d_2 = 1,5$ $d_1/d_2 = 2$ $d_1/d_2 = 3$ $d_1/d_2 = 10$		0,3 0,4 0,5 0,6	0,43 0,58 0,72 0,86	1,02 1,36 1,7 2,04	1,71 2,28 2,86 3,42	2,55 3,4 4,3 5,1
Внезапное расширение $d_1/d_2 = 1,5$ $d_1/d_2 = 2$ $d_1/d_2 = 3$ $d_1/d_2 = 10$		0,3 0,6 0,8 1	0,43 0,86 1,15 1,44	1,02 2,04 2,72 3,4	1,71 3,42 4,56 5,71	2,55 5,1 6,8 8,5
Диафрагма $d/D = 0,35$ $d/D = 0,40$ $d/D = 0,45$ $d/D = 0,5$ $d/D = 0,6$ $d/D = 0,7$ $d/D = 0,8$		150 75 45 28 11 4 1,5	216 108 65 40,3 1508 5,76 2,16	510 255 153 95,2 37,4 13,6 5,1	858 429 257 157 62,8 22,8 8,58	1276 638 382 238 93,5 34 12,8
Проход тройника $d = d_1$ при разделении потока $G_1/G = 0,2$ $G_1/G = 0,4$ $G_1/G = 0,6$ $G_1/G = 0,8$ $G_1/G = 1,0$		5,3 0,5 0,1 0,05 0,05	7,63 0,7 0,14 0,07 0,07	18 1,7 0,34 0,17 0,17	30,3 2,86 0,57 0,29 0,29	45 4,3 0,85 0,43 0,43
Ответвление тройника $d_2 = d$ при разделении потока $G_2/G = 0,2$ $G_2/G = 0,4$ $G_2/G = 0,6$ $G_2/G = 0,8$		5,5 2,6 1,7 1,3	7,92 3,74 2,45 1,87	18,7 8,84 5,78 4,42	31,414, 8 9,7 7,43	46,7 22,1 14,4 11

Окончание Приложения 13

1	2	3	4	5	6	7
Проход тройника $d = d_1$ при соединении потоков $G_1/G = 0,2$ $G_1/G = 0,4$ $G_1/G = 0,6$ $G_1/G = 0,8$		14 3,4 1,3 0,5	20,2 4,9 1,87 0,72	47,6 11,6 4,42 1,7	80 19,4 7,43 2,86	119 28,8 11 4,3
Ответвление тройника $d = d_2$ при соединении потоков $G_2/G = 0,4$ $G_2/G = 0,6$ $G_2/G = 0,8$ $G_2/G = 1,0$		1,5 1,7 1,4 1,1	2,16 2,45 2,02 1,59	5,1 5,78 4,76 3,74	8,58 9,7 8 6,28	12,8 14,4 11,9 9,35

Приложение 14

Трубы стальные для тепловых сетей

1. Условный проход d_o , мм	32	40	50	70	80	100	125	150	175	200
2. Наружный диаметр d_n , мм	38	45	57	76	89	108	133	159	194	219
3. Внутренний диаметр d_v , мм	33	40	51	70	82	100	125	150	184	207
4. Толщина стенок трубы ρ , мм	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	4,0	4,0	4,5	5,0	6,0
5. Пролет между свободными опорами, м	4,3	4,9	5,4	6,2	6,8	8,3	8,4	9,3	10,2	11,6

Приложение 15

Основные технические характеристики насосов типа К и КМ [4]

Тип насоса	Подача, м ³ /ч	Напор, МПа	Тип насоса	Подача, м ³ /ч	Напор, МПа
K8/18	8	0,18	K-90/85a	85	0,76
K8/18a	9,4	0,142	K-160/20	160	0,2
K8/18б	9	0,114	K-160/20a	150	0,15
K20/18	20	0,18	K-160/30	160	0,3
K20/18a	16,8	0,15	K-160/30a	140	0,286
K20/18б	15,1	0,12	K-160/30б	140	0,22
K20/30	20	0,3	K-290/18	290	0,18
K20/30a	19,8	0,258	KM8/18	8	0,15
K20/30б	18	0,188	KM20/18a	16,8	0,15
K45/30	45	0,3	KM20/30	20	0,3
K45/30a	35	0,225	KM45/55	45	0,55
K45/55	45	0,55	KM45/55a	40	0,415
K45/55a	40	0,415	KM90/35	90	0,35
K90/20	90	0,20	KM90/35a	85	0,286
K90/20a	70	0,182	KM90/55a	90	0,43
K90/35	90	0,34	KM160/20	160	0,20
K90/35a	85	0,286	KM160/20a	150	0,15
K90/55	90	0,55	KM290/18	290	0,14

Приложение 16

Технические характеристики некоторых теплоизоляционных изделий для тепловых сетей при воздушной прокладке (по [6, 21])

Наименование	Марка (плотность) кг/м ³	Условный проход труб, мм	Расчетная теплопроводность $\lambda_{и}$, Вт/м°С	Толщина δ , мм
1. Цилиндры и полуцилиндры из минеральной ваты на синтетическом связующем	100 150 200	25–200	0,049 + 0,00021 $t_{ср}$ 0,051 + 0,00020 $t_{ср}$ 0,053 + 0,00019 $t_{ср}$	40–80
2. Плиты мягкие из минеральной ваты на синтетическом связующем	55–75 76–115	100–450	0,040 + 0,00029 $t_{ср}$ 0,043 + 0,00022 $t_{ср}$	60–100
3. То же плиты полужесткие	90–150	500–1400	0,044 + 0,00021 $t_{ср}$	50–80
4. Маты минераловатные прошивные в обкладке из металлической сетки или стеклоткани	90 120 150	200–1400	0,043 + 0,00022 $t_{ср}$ 0,045 + 0,00021 $t_{ср}$ 0,049 + 0,00020 $t_{ср}$	40–120
5. Маты из стеклянного штапельного волокна на синтетическом связующем марок МТ-35 и МТ-50	60 80	50–400	0,040 + 0,00030 $t_{ср}$ 0,042 + 0,00028 $t_{ср}$	30–80
6. Полуцилиндры из пенопласта марки ФРП-1	65–85 86–110	40–250	0,041 + 0,00023 $t_{ср}$ 0,043 + 0,00019 $t_{ср}$	30–60
7. Полуцилиндры совелитовые	350 400	50–150	0,075 + 0,00015 $t_{ср}$ 0,078 + 0,00015 $t_{ср}$	40–80
8. Полуцилиндры вулканитовые	300 350 400	50–250	0,074 + 0,00015 $t_{ср}$ 0,079 + 0,00015 $t_{ср}$ 0,084 + 0,00015 $t_{ср}$	40–80

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения: δ – толщина стенки изоляции, изготавливаемой промышленностью, мм; $t_{ср} = (t_{ст} + t_{н})/2$ – средняя температура изоляции; $t_{ст}$ – температура изолируемой поверхности, принимается равной расчетной температуре теплоносителя, °С; $t_{н}$ – температура наружной поверхности изоляции, принимается равной не более 60 °С.

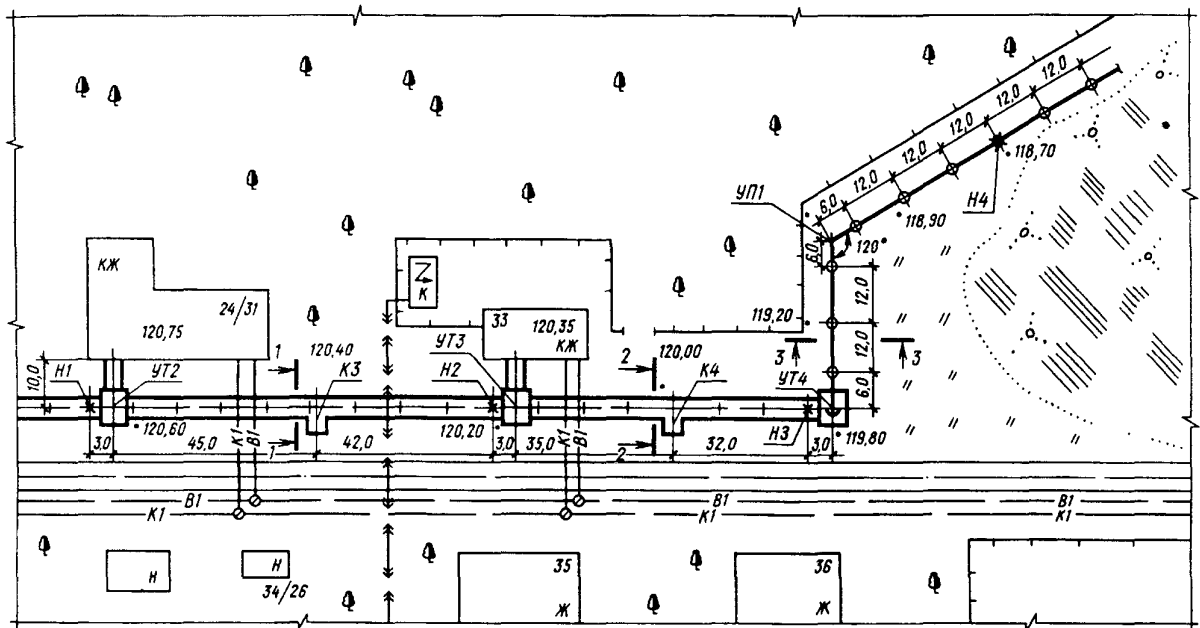


Рис. П.17.1. План тепловых сетей [20]

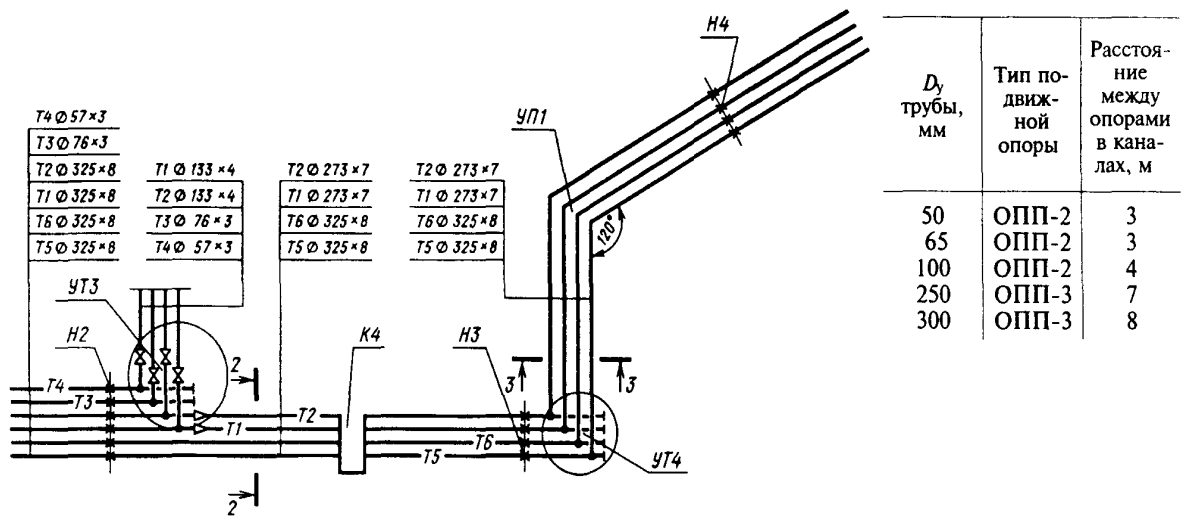


Рис. П.17.2. Схема тепловых сетей [20]

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. СП 50.13330.2012. Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003. – Введ. 2013-07-01. – М.: Минрегион России, 2012. – 96 с.
2. СП 131.13330.2012. Строительная климатология. Актуализированная версия СНиП 23-01-99*. – Введ. 2013-01-01. – М.: Минрегион России, 2012. – 109 с.
3. СП 60.13330.2016. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. – Введ. 17.06.2017. – М.: Минрегион России, 2016. – 95 с.
4. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов / Е.Я. Соколов. – 8-е изд., стер. – М.: МЭИ, 2006. – 472 с.: ил.
5. Захаров, А.А. Применение теплоты в сельском хозяйстве: учебник для вузов. / А.А. Захаров. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.; Агропромиздат, 1986. – 288 с.
6. Сибикин, Ю.Д. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: учеб. пособие для студ. средн. проф. образ-я / Ю.Д. Сибикин. – 2-е изд. – М.: Академия, 2006. – 304 с.
7. Свистунов, В.М. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха объектов агропромышленного комплекса и жилищно-коммунального хозяйства: учеб. для вузов / В.М. Свистунов, Н.К. Пушников. – 2-е изд. – СПб: Политехника, 2007. – 423 с.
8. Захаров, А.А. Практикум по применению теплоты и теплоснабжению в сельском хозяйстве / А.А. Захаров. – М.: Колос, 1995. – 176 с.
9. Тихомиров, К.В. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция: учеб. для вузов / К.В. Тихомиров, Э.С. Сергеев. – 5-е изд., репринтное. – М.: ООО «Бастет», 2009. – 480 с.
10. Драганов, Б.Х. Курсовое проектирование по теплотехнике и применению теплоты в сельском хозяйстве: учеб. пособие для вузов / Б.Х. Драганов и др. – М.: Агропромиздат, 1991. – 176 с.
11. Варфоломеев, Ю.М. Отопление и тепловые сети: учеб. пособие для студ. средн. проф. образ-я / Ю.М. Варфоломеев, О.Я. Кокорин. – М.: Инфра-М, 2008 – 312с.
12. СП 30.13330.2016. Внутренний водопровод и канализация зданий. Актуализированная версия СНиП 2.04.01-85.– Введ. 2017-06-17. – М.: Минрегион России, 2015. – 109 с.
13. Козин, В.Е. Теплоснабжение: учеб. пособие для вузов / В.Е. Козин

– М.: Высш. школа, 1980. – 408 с.

14. СП 40-103-98. Проектирование и монтаж трубопроводов систем холодного и горячего внутреннего водоснабжения с использованием металлополимерных труб. – Введ. 1998-05-20. – М.: Госстрой России, ГУП ЦПП, 1998. – 30 с.

15. СП 40-102-2000. Проектирование и монтаж трубопроводов системы водоснабжения и канализации из полимерных материалов. – Введ. 2000-09-01. – М.: Госстрой России, ГУП ЦПП, 2001. – 34 с.

16. ГОСТ 21.602-2016. Система проектной документации для строительства. Правила выполнения рабочей документации систем отопления, вентиляции и кондиционирования. – Введ. 2017-07-01. – М.: Стандартинформ, 2016. – 28 с.

17. ГОСТ 21.205-2016. Система проектной документации для строительства. Условные обозначения элементов трубопроводных систем зданий и сооружений. – Введ. 2017-04-01. – М.: Стандартинформ, 2016. – 19 с.

18. СП 124.13330.2012. Тепловые сети. Актуализированная редакция СНиП 41-02-2003. – Введ. 2013-01-01. – М.: Минрегион России, 2012. – 78 с.

19. Громова, Н.К. Водяные тепловые сети: справочное пособие по проектированию / Н.К. Громова, Е.П. Шубина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 368 с.

20. ГОСТ 21.705-2016. Система проектной документации для строительства. Правила выполнения рабочей документации тепловых сетей. – Введ. 2017-01-06. – М.: Стандартинформ, 2017. – 25 с.

21. СП 61.13330.2012. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. Актуализированная редакция СНиП 41-03-2003. – Введ. 2013-01-01. – М. Минрегион России, 2012. – 56 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ	3
1. Цели и задачи курсового проектирования	3
1.2. Объем и структура курсового проекта	3
1.3. Краткое содержание проекта	4
1.4. Указания по оформлению курсового проекта	4
2. ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ	7
2.1. Описание объекта проектирования	7
2.2. Теплотехнический расчет ограждающих конструкций	7
2.3. Определение потерь теплоты здания через наружные ограждения	16
2.4. Определение тепловой мощности отопительной системы	23
2.5. Выбор системы отопления	27
2.6. Подбор отопительных приборов	28
2.7. Гидравлический расчет трубопроводов водяного отопления	37
3. ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ	47
3.1. Краткие сведения	47
3.2. Расчет тепловой мощности отопительно-вентиляционной системы	49
3.3. Определение расхода теплоты на подогрев вентиляционного воздуха во время отопительного периода	51
3.4. Подбор воздухоподогревателей	52
3.5. Основы аэродинамического расчета воздуховодов. Подбор вентиляторов	57
3.6. Рабочие чертежи отопления и вентиляции (ОВ)	65
4. ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ И ПАРΟΣНАБЖЕНИЕ	70
4.1. Расчет расхода горячей воды, пара и теплоты на горячее водоснабжение и пароснабжение	70
4.2. Расчет водопроводной сети горячей воды	74
5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ	83
5.1. Расчет тепловых нагрузок	83
5.2. Выбор системы теплоснабжения и источника теплоты	86
5.3. График температур теплоносителя в тепловой сети	90
5.4. Годовой расход теплоты и топлива	92

5.5. Гидравлический расчет трубопроводов	96
5.6. Тепловой расчет трубопроводов	109
5.7. Рабочие чертежи. (Планы и схемы тепловых сетей)	118
Приложения	126
Библиографический список	146

Учебное издание

**Ильин Владимир Кузьмич,
Гусячкин Анатолий Михайлович**

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЮ
ПРЕДПРИЯТИЙ**

Учебно-методическое пособие
по дисциплинам
«Потребители теплоты»,
«Проектирование систем теплоснабжения предприятий»

Кафедра энергообеспечения предприятий
и энергоресурсосберегающих технологий

Редактор издательского отдела
Компьютерная верстка *Т.И. Лунченкова*

Подписано в печать
Формат 60х84/16. Гарнитура «Times». Вид печати РОМ.
Усл. печ. л. 8,71. Уч.-изд. л. 4,86. Тираж 500 экз. Заказ №