

18/9/2

Одобрено кафедрой
«Теплоэнергетика и водоснабжение
на железнодорожном
транспорте»

Утверждено
деканом факультета
«Транспортные сооружения
и здания»

**ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЕ
И ВЕНТИЛЯЦИЯ**

Рабочая программа,
задание на курсовую работу
и руководство
к выполнению лабораторных работ
для студентов IV курса

специальности

**270102 ПРОМЫШЛЕННОЕ
И ГРАЖДАНСКОЕ СТРОИТЕЛЬСТВО (ПГС)**



Москва – 2007

Программа составлена в соответствии с государственными требованиями к минимуму содержания и уровню подготовки инженеров по специальности 270102 Промышленное и гражданское строительство (ПГС).

Составитель — ст. преп. Е. В. Драбкина

Рецензент — канд. техн. наук, доц. В.В. Нечесов

© Российский государственный открытый технический университет путей сообщения, 2007

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА

1. ЦЕЛЬ ИЗУЧЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

Основной целью изучения дисциплины является овладение знаниями в области отопления, вентиляции и теплогазоснабжения промышленных и гражданских зданий с учетом дальнейшего обучения и подготовки к профессиональной деятельности по специальности «Промышленное и гражданское строительство».

2. ТРЕБОВАНИЯ К УРОВНЮ ОСВОЕНИЯ И СОДЕРЖАНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

Изучив дисциплину, студент должен знать и уметь использовать:

- физический смысл процессов, формирующих воздушно-тепловой режим в зданиях;
- требования к воздушно-тепловому режиму и средства его обеспечения;
- методы и приемы анализа теплотехнических качеств наружных ограждений и состояния воздушно-теплового режима в процессе эксплуатации и реконструкции зданий и сооружений;
- общие сведения о первичных источниках тепловой энергии, теплогенерирующих установок, способах централизованного тепло- и газоснабжения промышленных и гражданских объектов.

Студент должен иметь представление об особенностях отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха зданий различного назначения и сооружений городского хозяйства; иметь навыки в практической работе с приборами для измерения параметров воздушно-теплового режима в помещениях, в использовании методов расчета систем отопления и вентиляции, выборе основных элементов оборудования, оценке экономической целесообразности применяемых технических решений при проектировании новых и модернизации суще-

ствующих систем отопления и вентиляции в процессе капитального ремонта и реконструкции.

Успешное усвоение материала данного курса базируется на знаниях, полученных студентом при изучении следующих основных теоретических и общетехнических дисциплин: высшая математика (математический анализ), вычислительная техника, физика (основы термодинамики), механика жидкости и газа.

3. ОБЪЕМ ДИСЦИПЛИНЫ И ВИДЫ УЧЕБНОЙ РАБОТЫ

Вид учебной работы	Всего часов	Курс — IV
Общая трудоемкость дисциплины	105	
Лекции	8	
Лабораторные занятия	8	
Самостоятельная работа	59	
Курсовая работа	30	1
Вид итогового контроля		Дифференцированный зачет

4. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

4.1. РАЗДЕЛЫ ДИСЦИПЛИНЫ И ВИДЫ ЗАНЯТИЙ

№ п/п	Раздел дисциплины	Лекции, ч	Лабораторный практикум, ч
1	Элементы теории теплопередачи. Расчет теплотерь через наружные ограждения зданий	2	3
2	Системы отопления зданий (назначение, классификация, основные элементы и оборудование). Теплоносители. Теплотехнический расчет и выбор отопительных приборов систем отопления. Основы гидродинамического расчета систем водяного отопления	4	3
3	Воздушно-тепловой режим зданий и сооружений	—	2
4	Расчет воздухообмена в помещениях. Основы аэродинамического расчета элементов систем вентиляции	2	
5	Теплогазоснабжение	—	

4.2. СОДЕРЖАНИЕ РАЗДЕЛОВ ДИСЦИПЛИНЫ

Дисциплина «Теплогазоснабжение и вентиляция» в системе высшего технического образования по специальности 270102 как отрасль науки и техники занимает весьма важное место в современном строительстве.

РАЗДЕЛ 1

Теплопроводность. Температурное поле. Закон теплопроводности Фурье. Коэффициент теплопроводности. Теплопроводность плоской и цилиндрической стенки в стационарных условиях. [3] § 31 — 34.

Конвективный теплообмен. Особенности течения жидкости в условиях естественной и вынужденной конвекции. Свойства теплоносителей. Коэффициент теплоотдачи. Понятие о теории подобия. Характерные критерии и основные формулы для расчета конвективного теплообмена в различных условиях течения. [3] § 35.

Теплоперенос излучением. Основные понятия и определения. Основные законы лучистого теплообмена. [3] § 36.

Теплопередача. Теплообменные аппараты. Теплопередача через плоскую и цилиндрическую стенки. Виды теплообменных аппаратов. Рекуперативные теплообменники. Уравнение теплового баланса и теплопередачи. Средний температурный напор. Основы расчета рекуперативных теплообменников. [3] § 37 — 39.

РАЗДЕЛ 2

Системы отопления зданий. Назначение систем отопления. Теплоносители. Требования к системам отопления. Основные элементы и оборудование систем отопления. [3] § 74 — 79.

Классификация систем отопления. Устройство, принцип работы и детали систем отопления; источники теплоты, способы присоединения к системам теплоснабжения, узлы управления; трубы системы отопления, их функциональное назначение. [3] § 58, 60.

Магистраль, стояки, подводки, воздушные и дренажные трубы, их размещение в зданиях. Запорно-регулирующая арматура и фасонные части; расширительный бак, воздухоотборники. Пароводяные и водоводяные подогреватели (емкостные и скоростные). [3] § 70 — 73.

Отопительные приборы систем водяного и парового отопления, их размещение в помещениях, основные типы и их технические характеристики. [3] § 68, 69.

Основы теплотехнического расчета отопительных приборов и гидравлического режима систем водяного отопления. [3] § 71.

РАЗДЕЛ 3

Характеристика воздушной среды. Характеристики теплового режима. Наружные и внутренние воздействия на воздушно-тепловой режим. Нормирование параметров воздушно-теплового режима. Расчетные параметры наружного климата. [3] § 131 — 132.

Теплотехнические требования к наружным ограждениям. Сопротивление процессу теплопередачи, воздухо- и паропрооницанию. Теплоустойчивость. Влажностный режим ограждений. Оптимальное термическое сопротивление теплопередаче через ограждение. [3] § 104 — 105.

Тепловой и воздушный балансы помещения. Составляющие теплового баланса помещения. Потери теплоты через наружные ограждения (основные и дополнительные). Затраты теплоты на нагревание наружного воздуха, поступающего в помещение за счет инфильтрации, и на нагревание поступающих в помещение холодных материалов. Теплопоступления от людей, бытовых и производственных источников; от солнечной радиации и др. [3] § 67, 132.

Тепловая нагрузка отопительных приборов систем отопления. Режимы систем отопления. Удельная тепловая характеристика здания. Теплозатраты на отопление зданий. [3] § 104 — 106.

РАЗДЕЛ 4

Системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Назначение, классификация, основное оборудование, элементы и детали систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Обработка приточного воздуха: нагревание, охлаждение, осушение, увлажнение, очистка от пыли; оборудование для обработки воздуха. [3] § 115, 117.

Воздухообмен в помещениях. Расчет и способы организации воздухообмена. [3] § 116.

Основы конструирования и расчета систем вентиляции и кондиционирования воздуха, выбор оборудования. [3] § 132.

Особенности вентиляции жилых, гражданских зданий и сооружений городского хозяйства. Технические и санитарно-гигиенические испытания систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Приборы и устройства для контроля и регулирования. [3] § 115, 131.

РАЗДЕЛ 5

Основные первичные источники тепловой энергии. Техническая характеристика отдельных видов топлива. Теплоносители. Теплогенерирующие установки. Централизованное теплоснабжение от районных котельных, ТЭЦ, АЭС, АСТ и др. Возможности использования природных источников тепла и вторичных энергоресурсов (ВЭР). Тепловые сети. Способы прокладки теплопроводов. Присоединение теплопотребляющих систем к тепловым сетям. Тепловые пункты. [3] § 40 — 43.

Газоснабжение. Особенности газообразного топлива. Общие сведения о добыче газа, хранении и транспортировании. Газопроводы, компрессорные и газораспределительные станции (ГРС). Газовые распределительные сети. Газопроводы среднего и высокого давления. Особенности газодинамического расчета газопроводов. Газорегуляторные пункты (ГРП). Элементы устройства внутренних газопроводов. Основы техники безопасности. [3] § 54 — 57.

4.3. ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

№ п/п	Номер раздела дисциплины	Лабораторная работа
1	3	Определение потерь тепла через наружное ограждение помещения и термического сопротивления теплопередачи с помощью измерителя теплового потока (тепломера)
2	1	Определение коэффициента теплопроводности изоляционного материала методом цилиндрической стенки (трубы)
3	2	Испытание отопительного прибора системы водяного отопления
4	3	Исследование состояний влажного воздуха
5	4	Техническое обследование элементов системы приточно-вытяжной вентиляции
6	1	Определение коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции воздуха

5. САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА

С целью закрепления и углубления теоретических знаний, полученных в процессе изучения учебной, нормативной и другой литературы, а также получения практических навыков в проектировании систем отопления и вентиляции зданий; в конструировании систем отопления и расчете потребной мощности отопительных приборов в помещениях; в гидравлическом расчете системы отопления здания; в расчетах воздухообмена и элементов системы вентиляции; определении теплоэнергетических затрат на отопление и вентиляцию зданий студенты выполняют курсовую работу.

6. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

6.1. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

Основная

1. Еремкин А. И., Королева Т. И., Орлова Н. А. Отопление и вентиляция жилого здания: Уч. пос. — 2-е изд. — М.: Издательство АСВ, 2003. — 129 с.
2. Чайковский Г. П. Отопление и вентиляция зданий: МПС РФ; Дальневосточный Государственный Университет путей сообщения. — 2-е изд., исп. и доп. — Хабаровск: ДВГУПС, 2003. — 71с. Б. ц. (Otoplenie_i_ventilyciy_zdaniy_2izdanie.pdf)
3. Тихомиров К. В. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция: Учеб.— М.: Стройиздат, 1991. — 480 с.
4. Строительные нормы и правила. Отопление, вентиляция и кондиционирование: СНиП 2.04.05-91* /Госстрой России. — М.:ГУП ЦПП, 2001. — 72с
5. Богословский В. Н. Сканава А. Н. Отопление: Учеб.для вузов. АСВ.— М., 1991.
6. Еремкин А. И., Королева Т. И. Теловой режим зданий: Уч. пос. М., 2001. Издательство АСВ. — 368 с.
7. Богословский В. Н. и др. Отопление и вентиляция: Учеб. для вузов.— 2-е изд. — М.: Стройиздат, 1980.
8. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства./ Под ред. Н. Н. Павлова и Ю. И. Шиллера. —М.:Стройиздат (4.1,1990; Ч. 3, кн. 1 и 2, 1992).
9. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети, 5-е изд: Учеб. для вузов — М.: Энергоиздат, 1982.

Дополнительная (для выполнения курсовой работы)

11. СН и П 2.04.05-86. Отопление, вентиляция и кондиционирование. — М.: Госуд. строит, комитет, 1988.
12. СН и П И-3-79. Строительные нормы и правила. Ч. И. Нормы проектирования.— М.: Стройиздат, 1988.
13. Шекин Р. В., Корневский СМ, Бем Г. Е. Справочник по теплоснабжению и вентиляции в гражданском строительстве. —Киев.: Госиздат, литературы по строительству и архитектуре, 1986.
14. Голубков Б. Н., Романова Т. М., Гусев В. А. Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления. —М.: Энергоатомиздат, 1988.

КУРСОВАЯ РАБОТА

По эскизным чертежам (рис. 1) разработать схематически и выполнить расчет элементов системы водяного отопления двухэтажного здания и приточно-вытяжной вентиляции для двухсветного зала 101, в объеме, указанном в методических указаниях.

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Выполнению курсовой работы должно предшествовать изучение соответствующих разделов дисциплины «Теплогазоснабжение и вентиляция». Основные учебные пособия указаны в вышеизложенной рабочей программе.

При принятии технических решений и выполнении расчетов студенты должны руководствоваться заданными исходными данными согласно своему варианту задания и строительными нормами и правилами (официальные издания СНиП по проектированию систем отопления, вентиляции и кондиционированию воздуха). Объем и последовательность расчетов приведены в методических указаниях к выполнению данной курсовой работы.

Отдельным студентам по согласованию с кафедрой могут выдаваться индивидуальные задания на курсовую работу, связанные с конкретной их производственной деятельностью.

Курсовую работу выполняют в виде расчетно-пояснительной записки с графической частью, включающей планы первого и второго этажей и вертикальный разрез здания.

На планах должны быть обозначены и пронумерованы все стояки с присоединенными к ним отопительными приборами.

Для выполнения гидравлического расчета системы отопления следует изобразить ее аксонометрическую схему с указанием расчетных тепловых мощностей (Вт) всех отопительных приборов.

В соответствии с вариантом задания изображается принципиальная схема присоединения системы отопления к внешним тепловым сетям.

Допускается выполнение графической части курсовой работы на отдельных листах (включая миллиметровку) формата А3 и А4, сброшюрованных в расчетно-пояснительную записку.

При выполнении расчетов обязательно давать словесное название определяемой величины (в именительном падеже), привести расчетную формулу, подстановку числовых значений величин (в строгом соответствии с формулой) и результат расчета с указанием единиц измерения. Далее следуют необходимые пояснения.

На числовые значения используемых справочных величин даются ссылки на литературные источники. Все расчеты выполняют в единицах системы СИ. Точность вычислений — до трех-четырёхзначных цифр (независимо от положения запятой).

Курсовую работу выполняют на основании исходных данных по варианту задания, согласно учебному шифру студента, применительно к климатическим условиям района его постоянного проживания.

С академической точки зрения расчеты целесообразно выполнять в традиционной форме, используя для вычислений микрокалькуляторы. Студентам, владеющим компьютерной техникой и основами программирования, рекомендуется на основе приведенных в методических указаниях алгоритмов расчета составить программы машинного счета с выводом в печать значений основных промежуточных величин. При многократных расчетах, например, с целью нахождения оптимальных технических решений, использование ПЭВМ становится необходимым.

**ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ
НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ
ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ**

1. Географический район строительства здания (пункт постоянного проживания студента) _____

2. Климатические данные района (см. табл.13):

а) расчетная зимняя температура наружного воздуха для проектирования системы отопления $t_n^p = \text{_____} \text{ } ^\circ\text{C}$;

б) средняя температура наружного воздуха за отопительный сезон $t_{от}^{cp} = \text{_____} \text{ } ^\circ\text{C}$;

в) продолжительность отопительного сезона $n = \text{_____}$ сут;

г) расчетная зимняя температура наружного воздуха для проектирования систем вентиляции $t_{вент}^p = \text{_____} \text{ } ^\circ\text{C}$.

3. Влажностный режим помещений — нормальный ($\phi_B = 50\text{--}60\%$).

4. Основные характеристики здания (см. рис. 1).

Наружные стены — из кирпича без наружной облицовки, с внутренней известково-песочной штукатуркой толщиной $\delta_{шт} = 0,02 \text{ м}$.

Тип кирпичной кладки наружных стен принять по табл. 1.

Таблица 1

Характеристика наружных стен	Последняя цифра учебного шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Тип кирпичной кладки	Из глиняного кирпича					Из силикатного кирпича				
Коэффициент теплопроводности кладки $\lambda_{к, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})}$	0,82		0,814		0,812		0,871		0,842	

Коэффициент теплопроводности штукатурки $\lambda_{шт} = 0,815 \text{ Вт}(\text{м}\cdot\text{К})$.

Подвал под полами первого этажа — неотапливаемый, без окон.

Окна — с двойным остеклением на деревянных переплетах. Входная дверь — двойная, с тамбуром, без тепловой завесы.

Размеры здания, помимо указанных на чертежах (см. рис. 1) и ориентацию главного фасада здания относительно стран света принять по табл. 2.

Площадь одного оконного проема $F_{до} = 3,0 \text{ м}^2$.

Площадь одного дверного проема $F_{дд} = 4,0 \text{ м}^2$.

Таблица 2

Размеры здания	Последняя цифра учебного шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Полная ширина здания А, м	16	14	12	13	14	15	16	13	15	12
Высота этажей, Н, м	3,5	3,4	3,3	3,3	3,4	3,5	3,5	3,3	3,2	3,4
Ориентация главного фасада	С	С-В	В	С-В	Ю	Ю-З	З	С-З	С	Ю-В

5. Расчетные температуры воздуха внутри помещений t_B :

в вестибюле (помещение 105) $12 \text{ } ^\circ\text{C}$;

на лестничной клетке, в санузлах $16 \text{ } ^\circ\text{C}$;

во всех остальных помещениях $18 \text{ } ^\circ\text{C}$.

6. Система отопления здания — двухтрубная тупиковая.

Другие характеристики системы отопления принять по варианту, согласно табл. 3.

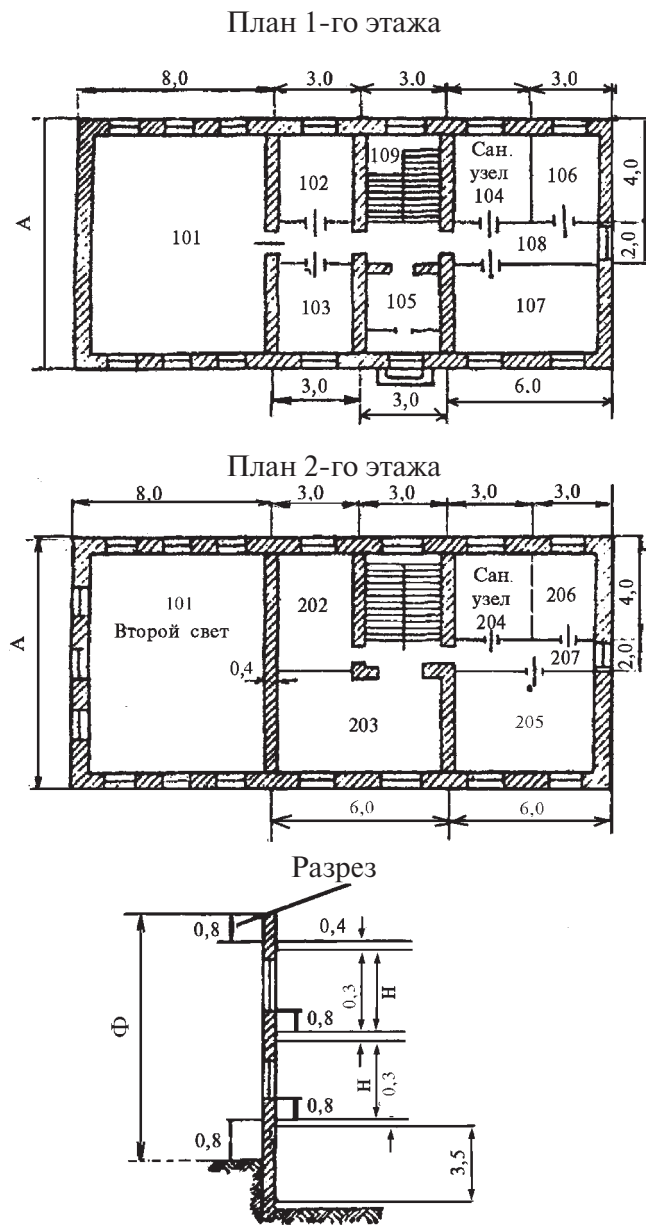


Рис.1

Таблица 3

Последняя цифра учебного шифра студента	Вид циркуляции	Распределение воды	Источник теплоснабжения	Присоединение к внешним тепловым сетям
1	2	3	4	5
1	Насосная	Верхнее	Сеть пароснабжения с давлением пара $P_n=14,7 \times 10^4 \text{ Н/м}^2$ (1,5 атм.)	Через скоростной пароводяной водонагреватель типа МВП
2	Гравитационная	Нижнее		Через емкостной пароводяной водонагреватель
3	Насосная	Нижнее	Водяная теплосеть с температурами воды 150/70°C	Через элеватор
4		Верхнее		
5	Насосная	Нижнее	Сеть пароснабжения с давлением пара $P_n=19,6 \times 10^4 \text{ Н/м}^2$ (2 атм.)	Через скоростной пароводяной водонагреватель типа МВН
6	Гравитационная	Верхнее		
7	Насосная	Нижнее	Водяная теплосеть с температурами воды 130/70°C	Через элеватор
8		Верхнее		
9	Насосная	Нижнее	Сеть пароснабжения с давлением пара $P_n=24,5 \times 10^4 \text{ Н/м}^2$ (2,5 атм.)	Через скоростной пароводяной водонагреватель типа МВН
0	Гравитационная	Верхнее		

7. Расчетная температура воды в системе отопления:

горячей $t_r = 95^\circ\text{C}$;

обратной $t_o = 70^\circ\text{C}$;

8. Отопительные приборы:

чугунные двухколбовые радиаторы МС-140 или МС-90 (принимаются по выбору студентом).

Основные теплотехнические характеристики указанных отопительных приборов представлены в табл. 4.

Таблица 4

Тип, марка отопительного прибора	Площадь теплообменной поверхности секции f_c , м ²	Номинальная плотность теплового потока $q_{ном}$, Вт/м ²	Полная высота H , мм	Строительная линия секции l_c , мм
МС - 140 — 180	0,244	758	588	108
МС - 140 — 98	0,240	725	588	98

Схема присоединения отопительных приборов к стоякам — сверху вниз.

9. Основные исходные данные для расчета воздухообмена двухсветного зала (помещение 101) приведены в табл. 5.

Система вентиляции — приточно-вытяжная с механическим притоком и естественной вытяжкой, не связанная с отоплением. Подача приточного воздуха производится в верхнюю зону.

Продолжительность работы калорифера системы вентиляции $t_{кф} = 1200$ ч/год, средний коэффициент тепловой нагрузки $\phi_{кф} = 0,3$.

Таблица 5

Последняя цифра учебного шифра											
Исходные данные	Единицы измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Расчетное число людей в зале n	Чел.	140	130	110	120	100	90	120	100	140	120
Допустимая концентрация CO ₂ в воздухе помещения $b_{уд}$	л/м ³	1,2	0,8	0,7	1,2	0,8	0,7	1,5	2	1,5	2
Допустимая относительная влажность воздуха $\phi_{доп}$	%	60	50	55	50	60	55	60	50	55	60
Концентрация CO ₂ в наружном воздухе $b_{пр}$	л/м ³	0,3					0,4				

Недостающие значения величин студент выбирает самостоятельно в соответствии с имеющимися в литературе рекомендациями.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Назначение системы отопления состоит в обеспечении требуемого теплового режима во всех помещениях здания в холодный период года. Эта цель достигается установкой отопительных приборов, суммарная теплоотдача которых в каждом помещении компенсирует тепловые потери через наружные ограждения. Систему отопления проектируют на расчетную температуру наружного воздуха наиболее холодного периода года (средняя температура $t_{рн}$ наиболее холодной пятидневки в данном населенном пункте из восьми зим за 50-летний период).

Для города _____ $t_{рн} =$ _____ °С (табл. 13).

Расчет тепловых потерь через наружные ограждения помещений здания

1. Максимально допустимая плотность теплового потока через наружное ограждение, Вт/м²,

$$q_{max} = \alpha_B D t^H,$$

где $\alpha_B \approx 8,7$ Вт/(м²·К) — средний коэффициент теплоотдачи от воздуха к внутренней поверхности ограждающей конструкции;

$\Delta t^H = t_B - t'_{ст}$ — нормируемая (по санитарно-гигиеническим требованиям) разность температур воздуха внутри помещения t_B и внутренней поверхности ограждения $t'_{ст}$ (табл. 6). [3].

Таблица 6

Назначение здания	Наружные стены	Покрытия и чердачные перекрытия	Покрытия над подвалами и подпольями
Общественные здания, помещения промышленных предприятий и вспомогательные помещения	$\Delta t^H_{ст} = 7^\circ\text{C}$	$\Delta t^H_{пт} = 5,5^\circ\text{C}$	$\Delta t^H_{пл} = 2,5^\circ\text{C}$

2. Максимально допустимый коэффициент теплопередачи для ограждающей конструкции, Вт/(м²·К)

$$k_{\max} = \frac{q_{\max}}{t_B - t_H^p} \cdot \Psi,$$

где Ψ — поправочный коэффициент на расчетную разность температур ($t_B - t_H^p$), учитывает положение наружной поверхности ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху.

Значения коэффициента Ψ принимаются:

а) для наружных стен $\Psi_{\text{нс}} = 1$;

б) для чердачных перекрытий $\Psi_{\text{пт}} = 0,9$;

в) для перекрытий над неотапливаемыми подвалами без световых проемов, расположенных выше уровня земли, $\Psi_{\text{пл}} = 0,6$.

3. Требуемое минимальное по санитарно-гигиеническим условиям термическое сопротивление в процессе теплопередачи для каждой ограждающей конструкции, м²·К/Вт,

$$R_{\min} = \frac{1}{k_{\max}}.$$

4. Необходимая минимальная толщина наружных стен $\delta_{\text{кл}}^{\min}$, м.

Из выражения для термического сопротивления в процессе передачи теплоты через плоскую стенку

$$R_{\min} = \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{\text{кл}}^{\min}}{\lambda_{\text{кл}}} + \frac{\delta_{\text{шт}}}{\lambda_{\text{шт}}} + \frac{1}{\alpha_H^{\text{НС}}}$$

имеем

$$\delta_{\text{кл}}^{\min} =$$

Значения коэффициентов теплопроводности $\alpha_{\text{кл}}$ и $\lambda_{\text{шт}}$, Вт/(м·К), см. в табл. 1;

$\alpha_H^{\text{НС}} \approx 23,2$ Вт/(м²·К) — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стен к наружному воздуху.

Найденное значение $\delta_{\text{кл}}^{\min}$ округляют до стандартной толщины кладки $\alpha_{\text{кл}}$, (полтора, два, два с половиной, три кирпича).

5. Расчетный коэффициент теплопередачи для наружных стен, Вт/(м²·К),

$$k_{\text{расч}}^{\text{НС}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{\text{кл}}}{\lambda_{\text{кл}}} + \frac{\delta_{\text{шт}}}{\lambda_{\text{шт}}} + \frac{1}{\alpha_H^{\text{НС}}}}.$$

6. Расчетное термическое сопротивление теплопередаче, м²·К/Вт;

$$R_{\text{расч}}^{\text{НС}} = \frac{1}{k_{\text{расч}}^{\text{НС}}}.$$

Предпочтительнее, когда $k_{\text{расч}}^{\text{НС}} < k_{\max}^{\text{НС}}$, т.е. $R_{\text{расч}}^{\text{НС}} > R_{\min}^{\text{НС}}$. Однако запас не должен превышать 15%. Допускается и $k_{\text{расч}}^{\text{НС}} > k_{\max}^{\text{НС}}$, но не более, чем на 5%.

Аналогичные расчеты следует проводить и для прочих ограждающих конструкций (ПТ, ПЛ и др.). Поскольку в задании на курсовую работу указанные ограждения не конкретизированы, то принимают:

а) для пола первого этажа $k_{\text{расч}}^{\text{пл}} = k_{\max}^{\text{пл}}$;

б) для потолка второго этажа $k_{\text{расч}}^{\text{пт}} = k_{\max}^{\text{пт}}$;

т.е. найденные ранее максимально допустимые значения этих величин (см. п. 2).

Для окон и наружной двери принять:

$k^{\text{до}} = 2,9$ Вт/м²·К; $k^{\text{дл}} = 2,33$ Вт/м²·К.

7. Основные теплопотери через наружные ограждения.

Основные теплопотери через каждое наружное ограждение находят по уравнению теплопередачи:

$$Q_{\text{осн}} = k_{\text{расч}} F (t_B - t_H^p) \Psi,$$

где F — площадь поверхности соответствующего наружного ограждения, м².

Измерение площади поверхности наружного ограждения F , м², производят по чертежам плана и разреза здания (см. рис. 1).

Величину F для потолков и полов определяют по размерам между осями внутренних стен и от внутренней поверхности

наружных стен; для окон и двери — по наименьшим размерам строительных проемов в свету (площади приведены в задании).

Высоту стен первого этажа определяют по размеру от уровня чистого пола первого этажа до уровня чистого пола второго. Высоту стен второго этажа — по размеру от уровня чистого пола второго этажа до верха утепляющего слоя чердачного перекрытия.

Длину наружных стен неугловых помещений определяют по размерам между осями внутренних стен, а угловых помещений — по размеру от внешних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен.

Основные теплопотери через наружные ограждения $Q_{\text{осн}}$, Вт, определяют для каждого помещения здания. Для этого подсчитывают $Q_{\text{осн}}$, Вт, через каждую наружную ограждающую конструкцию, имеющуюся в этом помещении, а именно: через наружные стены (НС) *, пол (ПЛ) **, потолок (ПТ) ***, двойные окна (ДВ), двойную дверь (ДД). Для помещения 101 и лестничной клетки подсчитывают $Q_{\text{осн}}$ через стены, пол, окна и потолок.

Теплопотери через внутренние стены не определяют, так как разность температур воздуха в смежных помещениях не превышает 5°C .

8. Полные теплопотери через наружные ограждения:

где $Q_{\text{доб}}$ — добавочные теплопотери, Вт.

$Q_{\text{доб}}$ определяют в процентах к основным теплопотерям в зависимости от ориентации ограждения по странам света (рис. 2), от скорости обдувания их ветром (на ветер), на угловые помещения, на поступление холодного воздуха

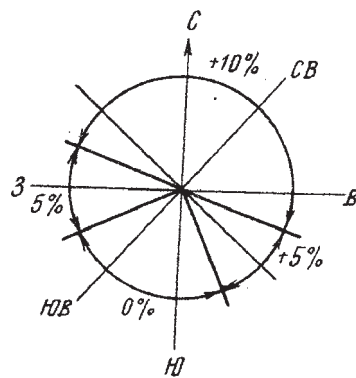


Рис.2

* Для всех помещений.

** Для помещений первого этажа.

*** Для помещений второго этажа.

(для наружных дверей с кратковременным открыванием), на высоту.

Добавку на высоту вводят для помещений общественных зданий высотой более 4 м; она составляет 2% на каждый метр высоты свыше 4 м, но не более 15%. Добавку на высоту следует учесть для двусветного зала (помещения 101). Добавка на высоту не распространяется на лестничные клетки.

При определении основных и добавочных теплопотерь через наружные ограждения помещений пользуются бланком, имеющим форму табл. 7.

Теплопотери подсчитывают отдельно для каждого помещения и для здания в целом.

Основные и добавочные теплопотери суммируют для здания в целом.

Полные теплопотери суммируют для здания в целом и для каждого отдельного помещения.

При определении теплопотерь через наружные стены площадь последних вписывают в графу 6 полностью, без вычета площади оконных и дверных проемов. Поэтому в графу 9 вместо $k^{\text{до}}$ и $k^{\text{дд}}$ вписывают разности $k^{\text{до}} - k_{\text{расч}}^{\text{дд}}$ и $k^{\text{дд}} - k_{\text{расч}}^{\text{нс}}$.

В самом деле, при включении оконных проемов в площадь наружных стен теплопотери от последних завышают на величину

$$k_{\text{расч}}^{\text{нс}} F_{\text{до}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{п}}) \Psi.$$

Поэтому ее надо вычесть при расчете теплопотерь через окна т.е. вычислять $Q_{\text{до}}$ по формуле

$$k_{\text{расч}}^{\text{нс}} F_{\text{до}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{п}}) \Psi - k_{\text{расч}}^{\text{нс}} F_{\text{до}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{н}}) \Psi = (k^{\text{до}} - k_{\text{расч}}^{\text{нс}}) F_{\text{до}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{п}}) \Psi.$$

9. Удельная тепловая характеристика здания, Вт/м³·К,

$$q_{\text{от}} = \frac{Q_{\text{полн}}}{V_{\text{зд}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{п}})},$$

где $Q_{\text{полн}}$ — полные теплопотери через наружные ограждения для здания в целом, Вт;

$V_{\text{зд}}$ — объем здания по наружному обмеру, м³, определяют умножением площади здания по внешнему очертанию стен

Таблица 7

№ помещения	Наименование помещения	Внутренняя температура помещения $t_{в}$, °С	Поверхность охлаждения			Площадь, мм	Разность температур $t_{в}-t_{н}$, °С
			обозначение	ориентация по сторонам света	расчетные размеры $a \times b$, м, и их количество		
1	2	3	4	5	6	7	8

Поправочный коэффициент n к $t_{в}-t_{н}$	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К)	Основная потеря тепла, Q, Вт	Добавка к основной потере тепла, %			Всего добавочных потерь Q, Вт	Общая потеря тепла SQ, Вт
			на ориентацию	на обдувание ветром	другие		
9	10	11	12	13	14	15	16

на его высоту от уровня земли до карниза (размер Φ на рис. 1).

Полученное значение $q_{от}$ рекомендуется сопоставить с нормативной величиной для здания аналогичного характера и для соответствующего климатического пояса.

Этой характеристикой пользуются для ориентировочных подсчетов потерь тепла и требуемой тепловой мощности источников теплоснабжения в проектных заданиях.

10. Расчетная тепловая мощность системы отопления здания, Вт,

где $Q_{н}$ — расход тепла на нагревание воздуха, поступающего в помещения при инфильтрации, Вт.

В целях упрощения расчета в курсовой работе можно условно принять $Q_{нв} = 0$, т. е. $Q_{от} = Q_{полн}$.

11. Годовой расход тепла на отопление, кВт·ч/год,

$$Q_{от}^{год} = \varphi_{от} Q_{от} \tau_{от},$$

где $\varphi_{от} = (t_{в} - t_{от}^{сп}) / (t_{в} - t_{н}^{р})$ — относительная отопительная нагрузка, средняя за отопительный период;

$t_{от}^{сп}$ — средняя за отопительный период температура наружного воздуха, °С (см. табл. 11);

$Q_{от}$ — расчетная тепловая мощность системы отопления здания, кВт;

$t_{от} = 24n$ — продолжительность отопительного периода, ч/год (значение n см. в табл. 13).

Рекомендуется выразить расход тепла на отопление в МДж/год.

Поскольку $1 \text{ кВт} = 1 \text{ кДж/с}$, то $1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3600 \text{ кДж} = 3,6 \text{ МДж}$.

12. Годовой расход топлива на отопление, т/год (для твердого топлива), тыс. м³/год (для газообразного топлива)

$$B_{от}^{год} = \frac{Q_{от}^{год}}{Q_{н} \eta_{ку} \eta_{тс}},$$

где $Q_{от}^{год}$ — расход тепла на отопление, МДж / год;

$Q_{н}$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг (МДж/т) — для твердого и жидкого топлива; кДж/м³ (МДж/тыс. м³) — для газообразного топлива;

$\eta_{ку}$ — КПД теплогенерирующей установки;

$\eta_{тс}$ — коэффициент, учитывающий потери тепла в тепловых сетях.

В настоящей курсовой работе можно принять:

$\eta_{ку} \eta_{тс} \approx 0,75$ — для центральных котельных, работающих на жидком и газообразном топливах;

$\eta_{ку} \eta_{тс} \approx 0,65$ — для центральных котельных, работающих на твердом топливе.

Более точные данные могут быть получены из местных источников (энергоснабжающих предприятий).

Студенту предлагается установить по месту проживания:

а) вид и низшую теплоту сгорания $Q_{нр}$ используемого для отопления топлива, кДж / кг (кДж / м³);

б) стоимость используемого для отопления топлива, $S_{т}$ руб/т (руб. /тыс. м³).

в) стоимость отпускаемой теплогенерирующей установкой теплоты (с учетом транспортировки), плату за тепловую энергию, используемую на нужды отопления жилых и общественных зданий, $S_{q_{от}}$, руб. /МДж;

г) стоимость потребляемой электрической энергии, $S_{э}$, руб. /кВт·ч;

д) дать оценку годовых затрат на теплопотребление, и топливной составляющей $S_{т}^{год}$, руб. /год.

Для удобства учета расхода и нормирования топлива введена условная теплоэнергетическая единица — 1 кг условного топлива. Расход 1 кг условного топлива эквивалентен 7000 ккал, что составляет 29330 кДж, т. е. «теплота сгорания» условного топлива $Q_{усл} = 29330 \text{ кДж / кг (у. т.)}$ или (МДж/т (у. т.)

Расход условного топлива определяют по той же формуле, что и натурального:

$$B_{усл}^{год} = \frac{Q_{от}^{год}}{Q_{усл} \eta_{ку} \eta_{тс}}.$$

Для пересчета расхода условного топлива в натуральное используют тепловой эквивалент

$$\mathcal{E}_T = \frac{Q_H^P}{Q_{\text{УСЛ}}}$$

Следовательно:

$$B_H = \frac{B_{\text{УСЛ}}}{\mathcal{E}_T}$$

2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

С теплофизической точки зрения отопительные приборы рассматриваемой системы водяного отопления представляют собой рекуперативные теплообменные аппараты, в которых теплота от греющего теплоносителя (горячей воды) передается нагреваемому теплоносителю (воздуху внутри помещения) через разделяющую их металлическую стенку, именуемую теплообменной поверхностью F , м².

Расчетную тепловую мощность отопительных приборов $Q_{\text{пр}(i)}$, Вт определяют, исходя из полных потерь теплоты Q_i , Вт, для каждого i -го помещения. Из уравнения теплового баланса следует:

$$\sum Q_{\text{пр}(i)} = Q_i - 0,9Q_{i(\text{тр})}$$

где $Q_{i(\text{тр})}$ — теплоотдача открыто расположенных в пределах помещения труб системы отопления, Вт (в данной курсовой работе величину $Q_{i(\text{тр})}$ можно не учитывать).

Если в помещении устанавливают отопительные приборы одинаковой мощности, то

$$Q_{\text{пр}(i)} = \frac{\sum Q_{\text{пр}(i)}}{m_i}$$

где m_i — число отопительных приборов, устанавливаемых в i -м помещении.

Выбор типа отопительных приборов (из предлагаемых в табл. 4), их размещение в помещениях, способ присоединения их к стоякам студенту следует выполнить самостоятельно в соответствии с имеющимися в литературе рекомендациями.

Расчетную площадь теплообменной поверхности отопительного прибора $F_{\text{пр}(i)}^P$, м², определяют из уравнения теплопередачи:

$$Q_{\text{пр}(i)} = k_{\text{пр}(i)} F_{\text{пр}(i)}^P \Delta t_{\text{CP}},$$

где k_{CP} — коэффициент теплопередачи отопительного прибора, Вт/(м²·К);

Δt_{CP} — средняя разность температур греющей воды и нагреваемого воздуха (средний температурный напор), К.

Расчет ведут в следующей последовательности:

1. Расчетный расход воды через отопительный прибор $G_{\text{пр}}$ кг/с (из уравнения теплового баланса);

$$G_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{c_w(t_{\text{Г}} - t_{\text{О}})},$$

где $C_w = 4190$ Дж/(кг·К) — средняя теплоемкость воды в интервале температур $t_{\text{О}} \div t_{\text{Г}}$;

$t_{\text{Г}} = 95^\circ\text{C}$ и $t_{\text{О}} = 70^\circ\text{C}$ — расчетные температуры горячей и обратной воды (на входе в прибор и выходе из него);

2. Средний температурный напор:

$$\Delta t = \frac{t_{\text{Г}} + t_{\text{О}}}{2} - t_{\text{В}}$$

3. Расчетная плотность теплового потока $q_{\text{пр}} = Q_{\text{пр}}/F_{\text{пр}}$, Вт/м² [3]

$$\Delta t = \frac{t_{\text{Г}} + t_{\text{О}}}{2} - t_{\text{В}}$$

где $q_{\text{НОМ}}$ — номинальная плотность теплового потока, Вт/м² (см. табл. 4).

Например, для отопительного прибора МС — 140 — 108, согласно табл. 4, $q_{\text{НОМ}} = 758$ Вт/м².

Для требуемой тепловой мощности, например, $Q_{\text{пр}} = 1000$ Вт:

$$G_{\text{пр}} = Q_{\text{пр}}/c_w(t_{\text{Г}} - t_{\text{О}}) = 1000/4190(95 - 70) = 0,00955 \text{ кг/с},$$

при $\Delta t_{\text{CP}} = (t_{\text{Г}} + t_{\text{О}}) / 2 - t_{\text{В}} = (95 + 70) / 2 - 18 = 64,5$ К;

расчетная плотность теплового потока

$$(q_{\text{пр}} = 1,04(64,5/70)^{1,3} \cdot (0,00955/0,01)^{0,02} 758 = 681 \text{ Вт/м}^2).$$

4. Коэффициент теплопередачи:

$$k_{\text{пр}} = \frac{q_{\text{пр}}}{\Delta t_{\text{ср}}} = \frac{681}{64,5} = 10,56 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Для упрощения расчетов в данной курсовой работе значение $k_{\text{пр}} \approx 10,3 \text{ Вт/ (м}^2 \cdot \text{К)}$ можно принять одинаковым для этого типа отопительного прибора независимо от расхода теплоносителя $G_{\text{пр}}$.

5. Требуемая площадь теплообменной поверхности отопительного прибора, м²:

$$F_{\text{пр}(i)} = \frac{Q_{\text{пр}(i)}}{k_{\text{пр}(i)} \Delta t_{\text{ср}}} \beta_1 \beta_2,$$

где β_1 — поправочный коэффициент на число секций в приборе (уточняется в конце расчета, когда известно число секций, по табл. 8);

β_2 — коэффициент, учитывающий характер установки отопительного прибора.

Для чугунных секционных радиаторов, устанавливаемых у наружных стен, в том числе под световым проемом $\beta_2 = 1,02$ [3, табл. 8.3]

Таблица 8

Поправочный коэффициент β_1	Число секций в приборе
0,95	До 5
1	6-10
1,05	11-20
1,1	Более 20

6. Требуемое число секций в отопительном приборе,

где $f_{\text{с}}$ — площадь теплообменной поверхности одной секции, м² (табл. 4).

Для двухцветного зала 101 целесообразно установить отопительные приборы в два яруса. При этом принимают:

$$Q_{101}^{\text{НИЖН}} = 0,65 Q_{101}$$

$$Q_{101}^{\text{ВЕРХН}} = 0,35 Q_{101}.$$

В остальном расчет аналогичен вышеизложенному.

Результаты расчетов по определению тепловой мощности отопительных приборов и числу секций в каждом из них для всех помещений здания сводят в табл. 9.

Таблица 9

№ помещения	t в помещении	$\Delta t_{\text{ср}}$	$k_{\text{пр}}$	β_2	$Q \cdot 1,16$	$F_{\text{пр}}$	β_1	n

Значения $Q_{\text{пр}}$ следует указать на планах этажей здания.

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО КОЛЬЦА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Приступая к гидравлическому расчету системы отопления, необходимо предварительно выполнить следующее.

1. Разместить на планах этажей нагревательные приборы, а также горячие и обратные стояки; на каждом нагревательном приборе проставить тепловые нагрузки в зависимости от теплопотерь помещений и числа устанавливаемых в них приборов. Пронумеровать стояки.

2. Вычертить аксонометрическую схему трубопроводов отопления, указав расположение запорно-регулирующей арматуры.

3. Определить наиболее невыгодное (основное) циркуляционное кольцо.

4. Обозначить на аксонометрической схеме трубопроводов отопления расчетные участки основного циркуляционного

кольца, указав для каждого участка тепловую нагрузку $Q_{\text{уч}}$, Вт (над выносной чертой) и длину (под выносной чертой).

5. Изобразить принципиальную схему присоединения системы отопления к внешним тепловым сетям.

Самым невыгодным циркуляционным кольцом для тупиковых систем является кольцо через наиболее удаленный стояк. Это кольцо является основным (расчетным) и его рассчитывают в первую очередь.

Расчетным участком расчетного циркуляционного кольца считают часть трубопровода магистрали и ответвлений с постоянным расходом и скоростью теплоносителя. Порядковые номера расчетных участков проставляют по ходу теплоносителя от теплового пункта до конечного нагревательного прибора и обратно.

Далее выполняют гидравлический расчет одного основного циркуляционного кольца, в следующей последовательности:

1. Находят расчетное циркуляционное давление в кольце:

$$\Delta P_{\text{рц}}, \text{ Н/м}^2 \text{ (Па):}$$

а) для систем отопления с естественной циркуляцией (гравитационных)

$$\Delta P_{\text{рц}} = gh(\rho_0 - \rho_{\text{Г}}) + \Delta P_{\text{ЕТР}},$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения;

h — расстояние по вертикали от центра подогревателя, расположенного в подвале, до центра нагревательного прибора нижнего яруса, присоединенного к стояку, через который проходит расчетное циркуляционное кольцо, м; ρ_0 — плотность обратной воды (при $t_0 = 70^\circ\text{C}$; $\rho_0 = 977,8 \text{ кг/м}^3$); $\rho_{\text{Г}}$ — плотность горячей воды (при $t_{\text{Г}} = 95^\circ\text{C}$; $\rho_{\text{Г}} = 961,9 \text{ кг/м}^3$);

$\Delta P_{\text{ЕТР}}$ — естественное дополнительное давление от охлаждения в трубах, Па;

$\Delta P_{\text{ЕТР}}$ — учитывают только при верхней разводке трубопроводов.

Принять $\Delta P_{\text{ЕТР}} = 100 \text{ Па}$ (более подробно см. [3, прил. 4])

б) для систем отопления с насосной циркуляцией

$$\Delta P_{\text{рц}} = \Delta P_{\text{н}} + E(\Delta P_{\text{ЕПР}} + \Delta P_{\text{ЕТР}}),$$

здесь $\Delta P_{\text{н}}$ — давление, создаваемое насосом (или элеватором), Па;

E — коэффициент, принимаемый равным 0,4 — 0,5;

$\Delta P_{\text{ЕПР}}$ — естественное дополнительное давление от остывания воды в приборах, Па;

$\Delta P_{\text{ЕТР}}$ — естественное дополнительное давление от остывания воды в трубах, Па.

Давление, создаваемое насосом, для систем произвольной протяженности

$$\Delta P_{\text{ЕТР}} \approx 80 \Sigma l,$$

где Σl — сумма длин участков расчетного кольца, м.

При обычной протяженности колец системы ($\Sigma l \approx 120 \text{ м}$) принимают

$$\Delta P_{\text{н}} = (10000 + 12000) \text{ Па.}$$

в) для систем отопления, присоединяемым к внешней тепловой сети через элеватор, определяют коэффициент смешения U — количество подмешиваемой в элеватор обратной воды G_0 из системы отопления (при температуре t_0) к количеству сетевой воды $G_{\text{ПОД}}$, подаваемой из прямого трубопровода тепловой сети (с температурой $t_{\text{ПОД}}$, для получения требуемой температуры смеси $t_{\text{СМ}} = t_{\text{Г}}$ (горячей воды, подаваемой в систему отопления), т. е.

$$U = G_0 / G_{\text{ПОД}}.$$

Расчетную формулу для определения коэффициента смешения рекомендуется вывести самостоятельно, исходя из уравнений материального и теплового баланса при смешении двух потоков воды:

$$G_{\text{ПОД}} + G_0 = G_{\text{СМ}};$$

$$G_{\text{ПОД}} c_{\text{ПОД}} t_{\text{ПОД}} + G_0 c_0 t_0 = G_{\text{СМ}} c_{\text{СМ}} t_{\text{СМ}}$$

(входящие в уравнение теплового баланса средние теплоемкости воды $c_{\text{ПОД}}$, c_0 и $c_{\text{СМ}}$ в соответствующих интервалах температур $0 - t_{\text{Г}}$ считать одинаковыми).

Давление, создаваемое элеватором, определяют в зависимости от коэффициента смещения U и располагаемого давления в трубопроводах тепловой сети на вводе в здание. (Поскольку последнее не задано, принять $\Delta P_{\text{э}} \approx 1,6 \cdot 10^4$ Па).

При определении суммы $(\Delta P_{\text{е пр}} + \Delta P_{\text{е тр}})$ для насосных систем отопления можно также воспользоваться формулой:

$$(\Delta P_{\text{е пр}} + \Delta P_{\text{е тр}}) = 1,3 n_{\text{эт}} h_{\text{эт}} (t_{\text{Г}} - t_0),$$

где $n_{\text{эт}}$ — число этажей в здании; $h_{\text{эт}}$ — высота одного этажа, м. Если эта сумма меньше $0,1 \Delta P_{\text{н}}$, то ее не учитывают.

Тепловую нагрузку каждого расчетного участка $Q_{\text{уч}}$, определяют как требуемый тепловой поток теплоносителя $G_{\text{уч}} c_w (t_{\text{Г}} - t_0)$, обеспечивающий теплоотдачу всех присоединенных к нему отопительных приборов. Если расчет вести от ввода горячей воды в систему (участок 1), то тепловая нагрузка каждого последующего участка меньше тепловой нагрузки предшествующего на величину отведенного теплового потока, а в обратной линии — больше на величину подведенного теплового потока.

Результаты гидравлического расчета участков циркуляционного кольца сводят в таблицу (табл. 11). Графы 1, 2 и 4 заполняют по данным расчетной схемы отопления. В графе 3 указывают расход теплоносителя для каждого участка, кг/ч,

$$G_{\text{уч}} = Q_{\text{уч}} 3600 / c_w (t_{\text{Г}} - t_0),$$

где $c_w = 4190$ Дж/ (кгК) — средняя теплоемкость воды в интервале температур $t_0 - t_{\text{Г}}$.

Для заполнения граф 5, 6 и 7 необходимо предварительно определить среднюю для кольца удельную потерю давления на трение, Па/м,

$$R_{\text{ср}} = \beta \Delta P_{\text{рц}} / \Sigma l,$$

где β — коэффициент, учитывающий долю потери давления преодоление сопротивления трения от расчетного циркуляционного давления в кольце:

$\beta = 0,5$ — для двухтрубных систем отопления с естественной циркуляцией;

$\beta = 0,65$ — для насосных систем.

Фактическая удельная потеря давления на трение $R_{\text{уч}}$, (графа 7) должна быть близка к $R_{\text{ср}}$.

Гидравлический расчет одного расчетного кольца состоит в подборе диаметра трубопровода каждого участка, входящего в это кольцо (исходя из значения $R_{\text{ср}}$), определении фактических потерь давления на каждом участке и суммарных потерь давления в кольце. Для насосных систем отопления расчет заканчивается подбором насоса, а для гравитационных — сравнением суммарных потерь давления в кольце с расчетным циркуляционным давлением. При этом следует учесть следующее.

Потери давления на участке трубопровода

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} = R_l + \Delta P_{\text{м}},$$

где $\Delta P_{\text{тр}}$ — потери давления на трение, Па;

$\Delta P_{\text{м}}$ — потери давления в местных сопротивлениях, Па;

$R = \Delta P / l$ — удельная линейная потеря давления на трение, Па/м. Согласно известной формуле:

$$R = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d} \cdot \frac{\rho w^2}{2},$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ — коэффициент гидравлического трения;
 d — гидравлический диаметр канала (трубы), м;
 ρ — плотность воды, кг/м³;
 w — средняя (по расходу) скорость воды, м/с.

Учитывая, что:

$$w = \frac{G}{\rho f} = \frac{4G}{\pi d^2 \rho} \text{ (для труб } f = \pi d^2 / 4),$$

получим:

$$R = 0,812 \lambda_{\text{тр}} G^2 / \rho d^5. \quad (**)$$

Аналитический метод определения величины R является весьма трудоемким, требует сложных расчетов.

В курсовой работе можно выполнить гидродинамический расчет кольца системы отопления, используя приведенную на рис. 3 номограмму.

Расчет ведут в следующей последовательности.

1. По величинам $R_{\text{ср}}$ и $G_{\text{уч}}$, определяют диаметр трубы участка $d_{\text{уч}}$, округляя его до ближайшего значения изготавливаемых труб (по ГОСТу). Следует обратить внимание на то, что номограмма (рис. 3) выполнена в единицах технической системы измерений, в которой «килограмм» обозначаемый «КГС» является единицей силы. Так как $1 \text{ кгс} = 9,81 \text{ Н}$, то $1 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \text{ Н/м}^2$ (Па).

По выбранному диаметру $d_{\text{уч}}$ и расходу $G_{\text{уч}}$ пользуясь номограммой, находят фактическую скорость движения воды на участке $w_{\text{уч}}$, м/с и фактическую удельную потерю давления на участке $R_{\text{уч}}$, Па/м. Для определения $w_{\text{уч}}$, можно также воспользоваться формулой

$$w_{\text{уч}} = G_{\text{уч}} 4 / r_w \pi d_{\text{уч}}^2 3600.$$

При этом для насосных систем следует учитывать предельные скорости движения воды в трубах (табл. 10).

Таблица 10

	Диаметр трубопровода d , мм						
	15	20	25	32	40	50	Более 50
Предельная скорость движения воды в трубопроводах $w_{\text{пр}}$ м/с	0,3	0,5	0,8	1,0	1,5	1,5	1,5

2. Потери давления на трение, Па

$$\Delta P_{\text{тр}} = R_{\text{уч}} l_{\text{уч}}.$$

3. Потери давления в местных сопротивлениях $\Delta P_{\text{м}} = Z_{\text{уч}}$, Па, для каждого участка определяют по формуле

$$Z_{\text{уч}} = \frac{\sum \zeta_{\text{уч}} \rho_w w_{\text{уч}}^2}{2},$$

где $\sum \zeta_{\text{уч}}$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

Значения ζ для различных видов местных сопротивлений в системах отопления (вентили, тройники, крестовины, скобы, внезапные расширения и сужения и др.) приведены в табл. 12.

Если местное сопротивление расположено на стыке двух смежных участков, то его относят к участку с меньшим расходом теплоносителя.

4. Общие потери давления на участке, Па

$$(R_i + Z)_{\text{уч}}.$$

Результаты расчетов представляют в виде табл. 11.

Таблица 11

Номер участка	Предварительный расчет										Окончательный расчет
	$Q_{\text{уч}}$, Вт	$G_{\text{уч}}$, кг/ч	l , м	d , мм	w , м/с	R , Па/м	Rl , Па	Σz	Z , Па	$Rl + Z$, Па	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

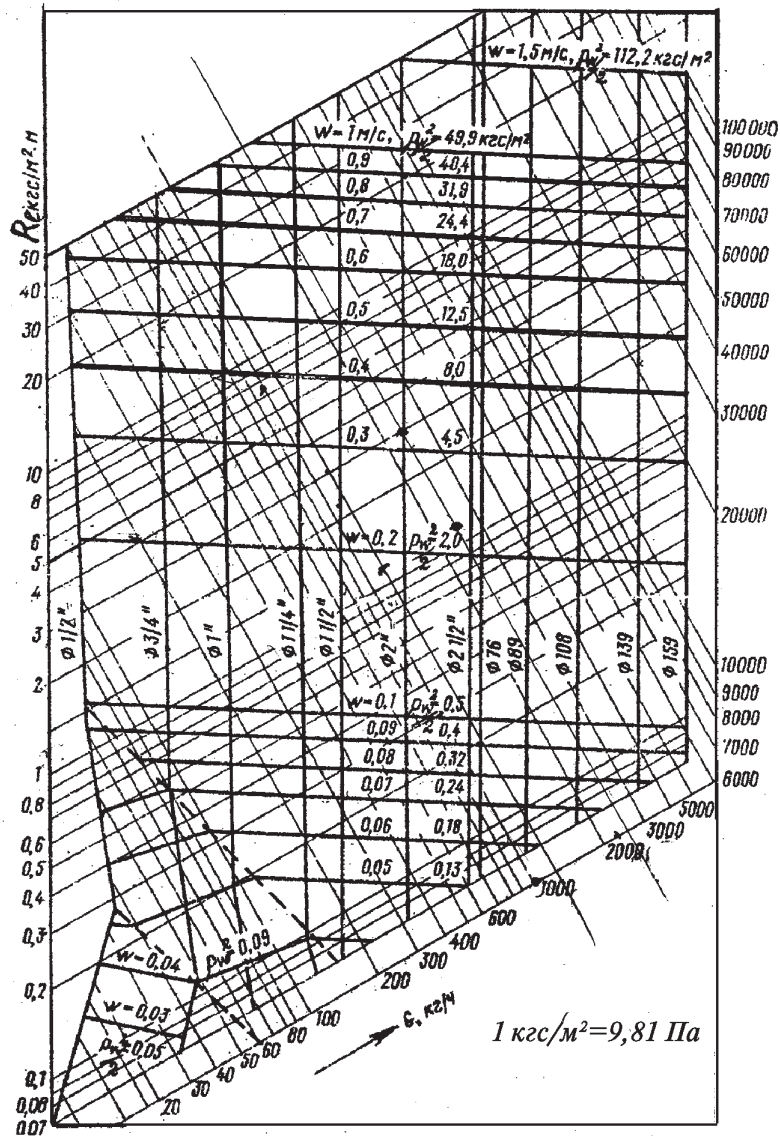


Рис.3

КОЭФФИЦИЕНТЫ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ξ (ПРИБЛИЖЕННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ)

Таблица 12

Местное сопротивление	Значение ξ (для всех диаметров)	Местное сопротивление	Значение χ (для всех диаметров)					
			Условный диаметр D_y , мм					
Радиаторы двухколонковые	2		15	20	25	32	40	50 и более
Котлы чугунные	2,5	Вентили обыкновенные	16	10	25	9	8	7
Внезапное расширение (относится к большой скорости)	1	Вентили прямоточные	3	3	3	2,5	2,5	2
Внезапное сужение (относится к большой скорости)	0,5							
Отступы	0,5	Краны проходные	4	2	2	2	-	-
Тройники проходные	1	Краны двойной регулировки с цилиндрической пробкой	4	2	2	2	-	-
Тройники поворотные на ответвление	1,5							
Тройники на противотоке	3	Задвижки параллельные	-	-	0,5	0,5	0,5	0,5
Крестовины проходные	2	Отводы 90° и утка	1,5	1,5	1	1	0,5	0,5
Крестовины поворотные	3							
Компенсаторы П-образные и лирообразные	2							
Компенсаторы сальниковые	0,5	Скобы	3	2	2	2	2	2

Удельные потери давления R_1 удобно определять по таблицам гидравлического расчета трубопроводов систем отопления (см. пример, [3, прил. 6]). Для нахождения промежуточных значений R_1 , Па/м, G , кг/ч и w , м/с (в интервалах указанных в таблице значений) можно использовать формулы (*) и (**), согласно которым (при $\rho = \text{idem}$, $d = \text{idem}$ и $\lambda = \text{idem}$) величина R пропорциональна квадрату расхода G^2 или скорости w^2 .

5. Сравнивают общие потери давления в кольце $S (R_1 + Z)_{\text{уч}}$ с расчетным циркуляционным давлением в этом кольце $\Delta P_{\text{рц}}$. Должно быть выполнено условие:

$$\Sigma (R_1 + Z)_{\text{уч}} \leq \Delta P_{\text{рц}}$$

На неучтенные местные сопротивления и неточности в монтаже системы можно оставлять некоторый запас, но не более 10%. Если этот запас окажется большим или общие потери давления в кольце превысят циркуляционное давление, то следует произвести перерасчет циркуляционного кольца, изменив соответственно диаметры некоторых участков. Поэтому бланк гидравлического расчета (см. табл. 11) должен содержать графы предварительного подбора диаметров труб и графы корректировки диаметров для увязки $\Sigma(R_1 + Z)_{\text{уч}}$.

4. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ ДВУХСВЕТНОГО ЗАЛА 101

1. Необходимый воздухообмен по теплоизбыткам для зимнего и переходного периодов $L_Q^{\text{ЗИМ}}$, м³/ч,

$$L_Q^{\text{ЗИМ}} = \frac{3,6 Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{ЗИМ}}}{c_B \rho_B (t_{\text{уд}}^{\text{ЗИМ}} - t_{\text{н}}^{\text{П}})},$$

где $Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{ЗИМ}}$ — теплоизбытки в помещении в зимний и переходный периоды, Вт;

c_B — средняя массовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении, в интервале температур $t_{\text{уд}}^{\text{ЗИМ}} \div t_{\text{н}}^{\text{П}}$ кДж/(кг К);

ρ_B — плотность воздуха, поступающего в помещение, кг/м³ (при $t_{\text{пр}}$);

$t_{\text{уд}}^{\text{ЗИМ}}$ — температура воздуха, удаляемого из помещения, °С;

$t_{\text{н}}^{\text{П}}$ — температура приточного воздуха, °С.

Величину $Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{ЗИМ}}$ определяют из уравнения теплового баланса помещения:

$$Q_{\text{ИЗБ}}^{\text{ЗИМ}} = Q_{\text{ВЫД}} + Q_{\text{РАСХ}}$$

где $Q_{\text{ВЫД}}$ — тепловыделения в помещении, Вт;

$Q_{\text{РАСХ}}$ — потери тепла помещением, Вт.

В общественных помещениях основным источником тепловыделений (кроме системы отопления) являются люди, т. е.

$$Q_{\text{ВЫД}} = Q_{\text{ЯВН}} + Q_{\text{ОТ}}$$

где $Q_{\text{ЯВН}}$ — явные тепловыделения от людей, Вт;

$Q_{\text{ОТ}}$ — тепловая мощность систем отопления, Вт.

Потери тепла в жилых и общественных помещениях — это в основном потери тепла через наружные ограждения:

$$Q_{\text{РАСХ}} = \Sigma Q_{\text{ОГР}} = Q_{\text{ПОЛН}}$$

Тогда:

$$Q_{\text{изб}}^{\text{зимн}} = Q_{\text{явн}} + Q_{\text{от}} - \sum Q_{\text{огр}}.$$

Так как при проектировании системы отопления помещения 101 не учитывались явные тепловыделения от людей и принимались, что $Q_{\text{от}} = \sum Q_{\text{огр}}$ то тепловыделения от людей являются теплоизбытками:

$$Q_{\text{изб}}^{\text{зимн}} = Q_{\text{явн}}^{\text{зимн}}.$$

$Q_{\text{явн}}$ учитывают, если объем помещения на одного человека не превышает 50 м^3 ,

$$Q_{\text{явн}}^{\text{зимн}} = q_{\text{явн}} n_{\text{чел}},$$

где $q_{\text{явн}}$ — явные тепловыделения от одного человека в состоянии покоя, Вт/чел.;

$n_{\text{чел}}$ — число людей в зале, чел.

Значения при различных характерах работы и в зависимости от внутренней температуры помещения $t_{\text{в}}$ приведены в справочниках.

В состоянии покоя при $t_{\text{в}} = 18^\circ\text{C} = 102\text{ Вт/чел.}$

Значение изобарной теплоемкости воздуха можно принять

$$c_{\text{в}} = 1,0\text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

Плотность воздуха $\rho_{\text{в}}$, поступающего в помещение (приточного), следует определить из уравнения состояния

$$\rho_{\text{в}} = \frac{P}{R_{\text{в}} T_{\text{пр}}}.$$

Здесь P — атмосферное давление воздуха, Па;

$R_{\text{в}} = 287\text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$;

$T_{\text{пр}} = t_{\text{пр}} + 273, \text{ К.}$ При $P \approx 105\text{ Па}$ и $t_{\text{пр}} = 10^\circ\text{C}$ $\rho_{\text{в}} \approx 1,24\text{ кг/м}^3$.

Температуру воздуха, удаляемого из помещения, $t_{\text{уд}}^{\text{зимн}}$, $^\circ\text{C}$, определяют в зависимости от места забора удаляемого воздуха. При извлечении воздуха из нижней зоны $t_{\text{уд}}^{\text{зимн}} = t_{\text{н}}$, при извлечении воздуха из верхней зоны $t_{\text{уд}}^{\text{зимн}} \approx t_{\text{в}} + 0,5(H - 2)$. (Здесь H — высота помещения, м). Температуру приточного возду-

ха $t_{\text{пр}}^\circ\text{C}$, определяют в зависимости от периода года и места подачи воздуха в помещение. Так, для зимнего и переходного периодов, при подаче воздуха в верхнюю зону принимают $t_{\text{пр}}^{\text{зимн}} \approx t_{\text{в}} - (5 \div 10)^\circ\text{C}$. Можно принять $t_{\text{пр}}^{\text{зимн}} \approx 18 - 8 = 10^\circ\text{C}$.

2. Необходимый воздухообмен по влагоизбыткам $L_{\text{д}}$, $\text{м}^3/\text{ч}$, находят для переходного периода ($t_{\text{пр}} = 5^\circ\text{C}$)

$$L_{\text{д}} = \frac{D_1 n_{\text{чел}}}{\rho_{\text{в}} (d_{\text{уд}} - d_{\text{пр}})},$$

где D_1 — количество влаги, выделяемой одним человеком в зависимости от характера работы и температуры воздуха в помещении, г/ч;

$d_{\text{уд}}$ — влагосодержание удаляемого воздуха, г/кг сухого воздуха;

$d_{\text{пр}}$ — влагосодержание приточного воздуха, г/кг сухого воздуха;

$\rho_{\text{в}}$ — плотность поступающего в помещение воздуха, кг/м^3 .

Значения D_1 приведены в справочниках. В состоянии покоя при $t_{\text{в}} = 18^\circ\text{C}$ $D_1 = 37\text{ г/ч}$.

Значение $d_{\text{уд}}$ определяют по Id — диаграмме влажного воздуха при $t_{\text{уд}}$ и $\phi_{\text{доп}}$ ($\phi_{\text{доп}}$ принимают по заданию, табл. 5).

Значение $d_{\text{пр}}$ определяют по Id — диаграмме влажного воздуха при $t_{\text{пр}} = 5^\circ\text{C}$ и $\phi_{\text{пр}}$. Здесь $\phi_{\text{пр}}$ — средняя относительная влажность воздуха для района строительства в переходный период. Принять $\phi_{\text{пр}} = 70\%$.

Значение $\rho_{\text{в}}$ находят при $t_{\text{пр}} = 5^\circ\text{C}$.

3. Необходимый воздухообмен по избыткам CO_2

$$L_{\text{CO}} = \frac{G_1 n}{b_{\text{уд}} - b_{\text{пр}}},$$

где G_1 — количество углекислоты, выделяемой одним человеком, л/ч;

$b_{\text{уд}}$ — предельное допустимое содержание углекислого газа в удаляемом воздухе, л/м;

**Климатические данные населенных пунктов РФ
для расчета отопительно-вентиляционных нагрузок**

Населенный пункт	$t_{рн}, ^\circ\text{C}$	$t_{от}^{ср}, ^\circ\text{C}$	$n_{от}$ сут.	Населенный пункт	$t_{рн}, ^\circ\text{C}$	$t_{от}^{ср}, ^\circ\text{C}$	$n_{от}$ сут.
Архангельск	-31	-4,4	253	Москва	-28	-3,4	214
Астрахань	-23	-1,2	167	Орел	-26	-2,7	222
Белгород	-23	-1,9	191	Оренбург	-31	-6,3	215
Брянск	-26	-2,3	205	Печера	-43	-7,9	270
Владимир	-28	-3,5	213	Ростов-на-Дону	-22	-0,6	171
Вологда	-32	-4,1	231	Рязань	-27	-3,5	208
Воркута	-41	-9,1	306	Саратов	-27	-4,3	196
Воронеж	-26	-3,1	196	Смоленск	-26	-2,4	215
Н-Новгород	-31	-4,1	215	Сывтывкар	-36	-5,8	245
Вязьма	-27	-2,8	217	Котлас	-35	-8,8	272
Иваново	-30	-3,9	219	Самара	-30	-5,2	203
Ижевск	-34	-5,6	222	Волгоград	-25	-2,2	178
Иркутск	-36	-8,5	240	Тверь	-29	-3	218
Казань	-32	-5,2	215	Тула	-27	-3	207
Калининград	-19	1,1	193	Тюмень	-38	-7,2	225
Калуга	-27	-2,9	210	Тамбов	-28	-3,7	201
Глазов	-35	-6	231	Ульяновск	-31	-5,4	212
Муром	-30	-4	214	Уфа	-35	-5,9	213
Вятка	-33	-5,4	231	Хабаровск	-31	-9,3	211
Курск	-26	-2,4	198	Салехард	-42	-11,4	292
Липецк	-27	-3,4	202	Ярославль	-31	-4	221

$b_{пр}$ — содержание углекислого газа в приточном воздухе, л/м.

Заданные значения $b_{уд}$ и $b_{пр}$ приведены в табл. 5. Для человека в спокойном состоянии $G_1 \approx 23$ л/ч.

4. Расчетный воздухообмен по притоку

$$L_{пр} \approx 1,1L_{расч}$$

где $L_{расч}$ — расчетный воздухообмен, м³/ч.

За величину $L_{расч}$ принимают наибольшее из найденных значений: $L_q^{зимн}$, L_d , $L_{со}$.

Если в качестве расчетного должен быть принят воздухообмен по избыткам CO₂, то температуру приточного воздуха необходимо пересчитать из условия поглощения теплоизбытков (см. п. 1).

Расчетный воздухообмен по вытяжке $L_{выт}$, м³/ч,

$$L_{выт} = L_{расч} \frac{T_{уд}}{T_{пр}}$$

Здесь $T = t + 273$.

5. Секундный расход тепла на нагрев приточного воздуха в калорифере $Q_{кф}$, кВт, (расчетная тепловая мощность калорифера)

$$Q_{кф} = \frac{L_{пр} \rho_v c_v (t_{пр} - t_{н}^p)}{3600}$$

где ρ_v — плотность воздуха при $t_{пр}$, кг/м³ $\rho_v = 1,24$ кг/м³ при $t_{пр} = 10^\circ\text{C}$;

$t_{вент}^p$ — расчетная температура для проектирования вентиляции принять равной $t_{рн}$ (табл. 13).

6. Годовой расход тепла и топлива на нагрев приточного воздуха в калориферной установке системы вентиляции:

$$Q_{вент}^{год} = \varphi_{кф} Q_{кф} \tau_{кф}, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{год}} = 3,6 \varphi_{кф} Q_{кф} \tau_{кф}, \frac{\text{МДж}}{\text{год}}$$

$$B_{вент}^{год} = \frac{Q_{вент}^{год}}{Q_H^p \eta_{ку} \eta_{тс}}, \text{ т/год (тыс. м}^3\text{/год) для твердого топлива;}$$

для газообразного топлива см. пп. 11 и 12 разд. «Отопление».

$t_{рн}$ — расчетная зимняя температура наружного воздуха для проектирования систем отопления и вентиляции, °C;

$t_{от}^{ср}$ — средняя температура наружного воздуха за отопительный сезон, °C;

$n_{ср}$ — продолжительность отопительного сезона, сут.

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ
(РУКОВОДСТВО К ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ)

РАБОТА № 1

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ТЕПЛА
ЧЕРЕЗ НАРУЖНОЕ ОГРАЖДЕНИЕ ПОМЕЩЕНИЯ
И ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ С ПОМОЩЬЮ
ИЗМЕРИТЕЛЯ ТЕПЛОвого ПОТОКА
(ТЕПЛОМЕРА)**

Содержание работы

Измерение плотности теплового потока $q = \text{Вт}/\text{м}^2$ теплотром основано на методе дополнительной стенки. Этот метод состоит в том, что на основную стенку, через которую проходит тепловой поток q_1 , накладывается относительно тонкая пластина (дополнительная стенка толщиной δ_0) с известным коэффициентом теплопроводности λ_0 (рис. 4).

При установившемся тепловом режиме количество тепла, прошедшее в единицу времени через 1 м^2 любой плоскости, параллельной наружным поверхностям, будет одинаково.

Это позволит написать следующее уравнение для плотности теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$,

$$q = \frac{\lambda_{\text{СТ}}}{\delta_{\text{СТ}}} (t_1^{\text{СТ}} - t_2^{\text{СТ}}) = \frac{\lambda_0}{\delta_0} \Delta t_0 \text{ м}^2. \quad (1)$$

Таким образом, для определения плотности теплового потока q при известных величинах l_0 и d_0 достаточно знать перепад температур Δt_0 в дополнительной стенке.

Строго говоря, найденная величина плотности теплового потока не будет равна фактической q через испытываемую стенку при отсутствии дополнительной стенки. Однако, если термическое сопротивление дополнительной стенки мало по сравнению с термическим сопротивлением основной стенки, то с известным приближением можно считать q_1 равным q_{1-2} . Поэтому дополнительную стенку стремятся выполнить относительно тонкой ($\delta_0 = 3 \div 6 \text{ мм}$). Следует иметь в виду, что с уменьшением

толщины дополнительной стенки δ_0 снижается точность измерения перепада температур Δt_0 в ней.

При необходимости более точного измерения плотности теплового потока поступают следующим образом. Наряду с измерением перепада температур Δt_0 производят также измерение температуры поверхностей основной стенки $t_1^{\text{СТ}}$ и $t_2^{\text{СТ}}$. Тогда из уравнения (1) может быть найден коэффициент теплопроводности основной стенки $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

$$\lambda_{\text{СТ}} = (\lambda_0 \delta_{\text{СТ}} \Delta t_0) / \delta_0 (t_1^{\text{СТ}} - t_2^{\text{СТ}}). \quad (2)$$

Так как дополнительная стенка несколько уменьшает тепловой поток, проходящий через испытываемую конструкцию (основную стенку), то для точного определения фактического теплового потока следует измерить еще и перепад температур в основной стенке $t_{1\text{ф}}^{\text{СТ}} - t_{2\text{ф}}^{\text{СТ}}$ вне расположения дополнительной стенки.

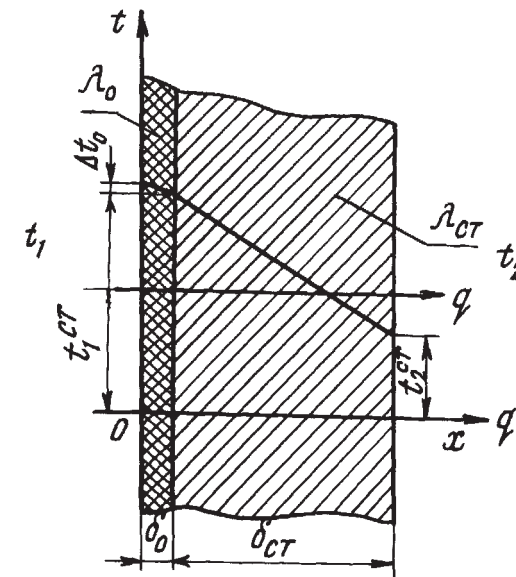


Рис. 4

Тогда искомая плотность теплового потока может быть определена по формуле

$$q = (\lambda_{\text{ст}}/\delta_{\text{ст}}) (t_{1\text{ф}}^{\text{ст}} - t_{2\text{ф}}^{\text{ст}}). \quad (3)$$

Для получения точных результатов площадь дополнительной стенки (длина и ширина) не должна быть малой, чтобы не сказывалось влияние утечек тепла через торцовые поверхности дополнительной стенки.

При известных температурах воздуха внутри помещения t_1 и снаружи t_2 нетрудно определить коэффициенты теплоотдачи с внутренней α_1 и наружной α_2 сторон стенки, Вт/(м²·К)

$$\alpha_1 = q / (t_1 - t_{1\text{ф}}^{\text{ст}}) \quad (4)$$

$$\alpha_2 = q / (t_{2\text{ф}}^{\text{ст}} - t_2). \quad (5)$$

Результирующее термическое сопротивление теплопередаче, м²·К/Вт

$$R_t = (1/\alpha_1) + (\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}) + (1/\alpha_2) = (t_1 - t_2) / q. \quad (6)$$

Программа работы

1. Установить опытным путем характер изменения температуры по толщине ограждения.
2. Измерить тепломером величину плотности теплового потока.
3. Определить термическое сопротивление теплопередаче и приведенный коэффициент теплопроводности ограждения.

Описание опытной установки

Тепломер представляет собой диск диаметром 300 мм, выполненный из неувлажняемого материала стабильной теплопроводности, обычно резины. Для измерения теплового потока через цилиндрическую стенку, например изоляцию трубопроводов, тепломеры изготавливают в виде резиновых лент-поясов. Круглая форма тепломера исключает влияние углов на результаты измерения.

В рабочей зоне тепломера диаметром около 200 мм уложены по двойной спирали 700—800 последовательно включенных термоэлементов (железо-константан, хромель-копель или дру-

гие пары). Спаи термоэлементов расположены попеременно то на одной, то на другой стороне диска.

ЭДС такой гипертермопары практически пропорциональна разности температур на поверхности диска и числу последовательно включенных термопар. Она оказывается весьма значительной и может быть измерена достаточно точно переносным пирометрическим потенциометром или простым милливольтметром.

Для защиты термопар от повреждений материал диска покрывают с двух сторон защитным слоем резины (2 мм) или прорезиненной материей с последующей вулканизацией.

Насыщение резины металлом термоэлементов несколько изменяет температурное поле в рабочей зоне диска, однако это не оказывает существенного влияния на точность измерений, поскольку каждый тепломер тарируется индивидуально. Его тарировка производится при стационарном тепловом режиме путем установки на поверхность особой плиты, тепловой поток через которую может быть измерен независимым способом. Например, если плита имеет электрический нагреватель, весь тепловой поток от которого с помощью специальных дополнительных компенсирующих нагревателей направляется только к одной поверхности, то величина потока может быть определена по часовому расходу электрической энергии, т.е. по мощности этого нагревателя.

При тарировке тепломера обычно определяется величина C_0 , равная

$$q/E = \lambda_0 \Delta t_0 / \delta_0 E$$

и именуемая постоянной измерителя.

Тогда плотность теплового потока, Вт/м²,

$$q = C_0 E, \quad (7)$$

где E — ЭДС измерителя, мВ.

Постоянная тепломера зависит от температуры. Если измерение производится при температуре за пределами указанного в паспорте диапазона (-20÷+30°C), то вводится температурная

поправка, т. е. $q=C_0E(1-\alpha t)$, где α , 1/град — температурный коэффициент измерителя.

Измеритель теплового потока устанавливают на той стороне (обычно внутренней) испытуемого ограждения, где наблюдаются меньшие колебания температуры воздуха. Выбранный участок должен быть характерным для всей испытуемой конструкции. Для более точных измерений применяют одновременную установку 2—3 измерителей. Тепловой поток в этом случае определяется как среднее арифметическое показаний отдельных измерителей.

Участок установки измерителя потока должен быть удален не менее чем на 1,5 м от элементов ограждения, изменяющих направление теплового потока (стыки стен, стыки стены с междуэтажными перекрытиями, металлические конструкции, расположенные по направлению теплового потока, и т. п.).

Участок, где устанавливают измеритель теплового потока, не должен подвергаться местному обдуванию воздухом. Для защиты участка от воздушного потока в этом случае применяют экран.

Условия лучистого теплообмена поверхности ограждения с нагревательными приборами должны оставаться характерными для испытуемого ограждения. Измеритель обычно крепят на испытуемой стенке жидким алебастром. Для получения правильных результатов диск измерителя должен плотно (без воздушных прослоек) прилегать всей поверхностью к стенке.

Порядок измерения и обработки опытных данных

1. Установить измеритель теплового потока на испытуемой стенке и выждать, когда наступит стационарный тепловой режим. О его наступлении свидетельствует постоянство ЭДС измерителя для разных моментов времени.

2. Определить плотность теплового потока q , Вт/м² (ф-ла 7).

3. Измерить с помощью термопар температуры поверхностей стенки $t_{1\phi}^{ст}$ и $t_{2\phi}^{ст}$ вне расположения его.

4. Определить коэффициент теплопроводности стенки, Вт/м·К

$$\lambda_{ст} = q\delta_{ст} / (t_{1\phi}^{ст} - t_{2\phi}^{ст}). \quad (8)$$

5. Подсчитать фактический удельный тепловой поток через стенку, Вт/м²

$$q_1 = (\lambda_{ст} / \delta_{ст}) (t_{1\phi}^{ст} - t_{2\phi}^{ст}) \quad (9)$$

6. Определить термическое сопротивление теплопередаче R_t (формуле 6) и коэффициент теплопередачи $k = 1/R_t$.

7. На основании измерений температуры в различных точках стенки построить график распределения температуры по толщине ограждения.

РАБОТА № 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ИЗОЛЯЦИОННОГО МАТЕРИАЛА МЕТОДОМ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ СТЕНКИ (ТРУБЫ)

Содержание работы

Среди различных методов определения коэффициента теплопроводности изоляционных материалов метод трубы представляет большой практический интерес: он дает возможность испытать теплоизоляционные качества материала, применяемого для покрытия трубопроводов, по которым течет теплоноситель (перегретый пар, горячая вода, хладагент и т. п.), в условиях, наиболее близких к реальным. Этим методом можно испытать и многослойную изоляцию трубопроводов.

Известно, что количество тепла (Дж), проходящее через цилиндрическую стенку в течение секунды, Q , Вт, на участке длиной l , м при установившемся режиме, определяется по формуле

$$Q = 2\pi\lambda (t_1^{ст} - t_2^{ст}) l / (\ln(d_2/d_1)), \quad (1)$$

где λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);
 $t_1^{ст}$ и $t_2^{ст}$ — температура внутренней и внешней поверхностей цилиндрической стенки, °С;

d_1 и d_2 — внутренний и внешний диаметры стенки, м;

l — длина цилиндрической стенки, м.

Формула (1), положенная в основу метода определения коэффициента теплопроводности λ , относится к случаю, когда величины $t_1^{ст}$ и $t_2^{ст}$ постоянны по окружности сечения и по длине трубы. Это соответствует равномерному тепловыделению в трубе и бесконечной ее длине. Поэтому для правильного определения коэффициента λ , конструкция экспериментальной установки, имеющая конечную длину трубы, должна обеспечить максимальное приближение реальных условий теплопередачи к теоретическим (см. описание экспериментальной установки).

При выводе формулы (1) коэффициент теплопроводности материала цилиндрической стенки рассматривался как постоянная величина. В действительности величина λ зависит от температуры материала.

Программа работы

1. Найти значение коэффициента теплопроводности исследуемого изоляционного материала.
2. Определить, как изменяется коэффициент теплопроводности материала в зависимости от температуры.
3. Дать оценку максимальной относительной погрешности в определении коэффициента теплопроводности.

Описание опытной установки

Опытная установка схематически изображена на рис. 5. На стальную трубу 1 с наружным диаметром d_1 и длиной l нанесен слой испытуемой изоляции. Внутри этой трубы concentрично расположен электрический нагреватель из нихромовой проволоки 2. Для обеспечения постоянного теплового потока по длине трубы обмотка нагревателя выполнена равномерной и строго центрированной.

Для устранения потерь тепла с торцов и обеспечения постоянства температуры по длине внутренней и наружной поверхностей изоляции по торцам трубы установлены два электрических нагревателя 3, отделенные от концов основной трубы узкими щелями. Эти компенсационные нагреватели имеют

независимое питание. Регулируя их нагрев, можно добиться компенсации утечек тепла по концам основной трубы. Контролем служат дифференциальные термопары 6, спаи которых установлены по обе стороны воздушных зазоров (щелей).

Температуры внутренней и внешней поверхностей испытуемой изоляции измеряются с помощью термопар.

Тепловой поток Q через цилиндрическую стенку определяется по показаниям ваттметра 5. Измерение термо-ЭДС производится потенциометром 8, включенным через переключатель 7.

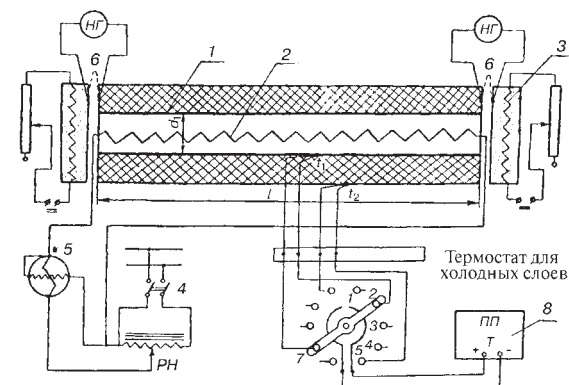


Рис. 5

Проведение опытов

1. Собрать электрическую схему установки (см. рис. 5).
2. С помощью регулятора напряжения 4 установить желательную температуру на внутренней поверхности изоляции.
3. Поддерживая мощность основного электрического нагревателя постоянной, с помощью компенсационных нагревателей 3, добиться устранения утечек тепла через торцовые стенки основного участка трубы, о чем должно свидетельствовать нулевое показание гальванометров дифференциальных термопар 6. Отсчеты показаний приборов производятся через каждые 2—3 ч. Постоянство всех показаний приборов при каждом последующем отсчете укажет на установление стационарного режима. Чтобы можно было с уверенностью

сказать, что температурное поле стало стационарным, измеряемые температуры должны оставаться неизменными в течение 16—24 ч*.

Обработка опытных данных

Для определения коэффициента теплопроводности используются средние арифметические значения величин t_1^{CT} , t_2^{CT} и Q , измеренные при каком либо установившемся режиме.

Количество тепла Q , выделяемого нагревателем в секунду, определяется по мощности тока, измеряемой с помощью амперметра и вольтметра или непосредственно ваттметром, Вт.

Согласно закону сохранения энергии:

$$Q = W, \quad (3)$$

где W — показание ваттметра, Вт.

Коэффициент теплопроводности вычисляется по формулу

$$\lambda = Q \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) / (2\pi l (t_1^{CT} - t_2^{CT})) \text{ Вт/(м·К)} \quad (4)$$

где $(t_1^{CT} - t_2^{CT})$ — разность температур внутренней и наружной поверхностей стенки, град.

Опытные данные и результаты их обработки сводят в таблицу:

$t_1^{CT}, ^\circ\text{C}$	$t_2^{CT}, ^\circ\text{C}$	$W, \text{Вт}$	$Q, \text{Вт}$	$\lambda, \text{Вт/(м·К)}$

Для определения относительной погрешности измерений коэффициента теплопроводности следует прологарифмировать выражение (4) и взять полный дифференциал этой функции:

$$\ln \lambda = \ln Q + \ln \left(\ln \frac{d_2}{d_1} \right) - \ln 2\pi - \ln l - \ln (t_1^{CT} - t_2^{CT}) \quad (5)$$

$$d(\ln \lambda) = \frac{dQ}{Q} + \frac{d(\ln \frac{d_2}{d_1})}{\ln \frac{d_2}{d_1}} - \frac{dt}{t} - \frac{d(t_1^{CT} - t_2^{CT})}{t_1^{CT} - t_2^{CT}}. \quad (6)$$

Следовательно, максимальная относительная ошибка измерений может быть определена по формуле

$$\frac{\Delta \lambda}{\lambda} = \frac{\Delta Q}{Q} + \frac{\frac{\Delta d_1}{d_1} + \frac{\Delta d_2}{d_2}}{\ln \frac{d_2}{d_1}} + \frac{\Delta t}{t} + \frac{\Delta(t_1^{CT} - t_2^{CT})}{t_1^{CT} - t_2^{CT}}, \quad (7)$$

где ΔQ , Δd_1 , Δd_2 , Δt и $\Delta(t_1^{CT} - t_2^{CT})$ — абсолютные погрешности при измерении величин, входящих в формулу (4).

* Условия проведения опыта в учебной лаборатории не позволяют выполнить это требование. Поэтому, сокращая время опыта, мы вносим некоторую условность в проводимый эксперимент.

РАБОТА № 3

ИСПЫТАНИЕ ОТОПИТЕЛЬНОГО ПРИБОРА СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Содержание работы

Отопительные приборы систем водяного отопления представляют собой рекуперативные теплообменные аппараты, в которых теплота передается от греющего теплоносителя (горячей воды) к нагреваемому теплоносителю (воздуху) через разделяющую их теплопроводную стенку, именуемую теплообменной поверхностью.

Как известно, количество теплоты, проходящей в единицу времени через стенку любого нагревательного прибора этого класса (тепловой поток, Q , Вт), определяется по уравнению теплопередачи

$$Q = kF\Delta t_{cp}, \quad (1)$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К;

F — площадь теплообменной поверхности, м²;

Δt_{cp} — средняя разность температур греющего и нагреваемого теплоносителей (средний температурный напор), К.

Согласно уравнению теплового баланса.

$$Q = G_w c_w (t'_w - t''_w), \quad (2)$$

где G_w — расход греющего теплоносителя (воды) через отопительный прибор, кг/с;

c_w — средняя теплоемкость воды в интервале температур $t'_w \div t''_w$, Дж/кг·К; $c_w \approx 4190$ Дж/кг·К.

t'_w и t''_w — температура воды соответственно на входе в отопительный прибор и на выходе из него, °С.

Средний температурный напор Δt_{cp} в рекуперативных теплообменных аппаратах определяется по формуле:

$$\Delta t_{cp} = \psi \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_u}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_u}}, \quad (3)$$

где Δt_{δ} и Δt_u — большая и меньшая разности температур теплоносителей (на входе и выходе), К;

ψ — поправочный коэффициент, зависящий от схемы взаимного направления движения теплоносителей около теплообменной поверхности. В рассматриваемом случае:

$$\begin{aligned} \psi &\approx 1; \\ \Delta t_{\delta} &= t'_w - t_B; \\ \Delta t_u &= t''_w - t_B; \end{aligned}$$

где t_B — средняя температура воздуха в помещении, °С.

Для отопительных приборов при $\Delta t_{\delta}/\Delta t_u < 1,7$ с достаточной точностью в расчетах в качестве Δt_{cp} можно принимать среднеарифметическую разность температур теплоносителей, т. е.

$$\Delta t_{cp} \approx \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_u}{2} \quad (4)$$

$$\Delta t_{cp} \approx \frac{\Delta t'_w + \Delta t''_w}{2} - t_B. \quad (5)$$

Программа работы

В результате проведения работы должны быть определены.

1. Схема включения и характер установки отопительного прибора.

2. Тепловая мощность (реализуемый тепловой поток), отопительного прибора, Q Вт.

3. Коэффициент теплопередачи k , Вт/м²·К.

4. Технические и технико-экономические характеристики отопительного прибора:

а) строительная ширина, глубина, монтажная и полная высота прибора, мм;

б) площадь теплообменной поверхности, одной секции f_c и прибора F , м²;

в) удельный расход металла $m = M/F$, кг/м²;

г) плотность теплового потока $q = Q/F$, Вт/м² (фактическая и номинальная);

д) удельная стоимость поверхности нагрева отопительного прибора

$$s_F = S_{\text{пр}} / F_{\text{пр}}, \text{ руб./м}^2;$$

е) удельная стоимость номинальной и реализуемой тепловой мощности отопительного прибора $s_Q = S_{\text{пр}} / Q_{\text{пр}}$ руб. /Вт.

Описание опытной установки

Опытная установка (рис. 6) состоит из испытуемого отопительного секционного радиатора 1, подводящей 2 и отводящей 3 труб, термометров 4 и 5 для измерения температуры воды на входе в радиатор и на выходе из него, дроссельной диафрагмы 6 или ротаметра 7 для определения расхода воды, электрического нагревателя воды 8, поверхностных термодатчиков для определения температуры наружной поверхности радиатора и термометров для измерения температуры воздуха в помещении.

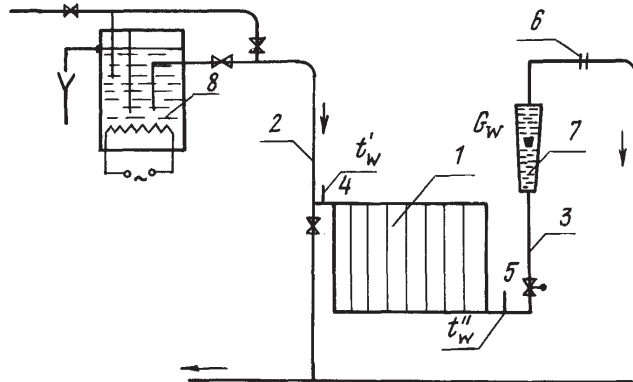


Рис. 6

Порядок проведения опыта

1. Измерить глубину, полную и монтажную высоту секций радиатора, строительную и полную ширину каждой секции. Установить тип радиатора и определить поверхность его нагрева.

2. Открыть вентиль горячей воды и по диафрагме 6 с U-образным манометром или ротаметру 7 установить определенный расход горячей воды с постоянной температурой на входе t_w' .

3. После достижения стационарного теплового процесса ($\frac{\partial t}{\partial t} = 0$) производится измерение температур воды и воздуха t_w' , t_w'' и t_B . Температура воздуха в помещении измеряется на высоте 60 и 1500 мм от уровня пола, т. е.

$$t_B \approx \frac{t_B^{(60)} + t_B^{(1500)}}{2}. \quad (6)$$

4. Изменяя температуру горячей воды в пределах 60÷95 °С, можно провести тепловые измерения при 2–3-х стационарных режимах.

Обработка опытных данных

Обработка опытных данных производится в следующей последовательности.

1. Реализуемая тепловая мощность (тепловой поток), Q , Вт (формула 2).

2. Средняя температура воздуха в помещении t_B (формула 6).

3. Средний температурный напор Δt_{cp} (формула 5).

4. Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К).

$$k = Q / F \Delta t_{\text{cp}}.$$

5. Технические и технико-экономические характеристики отопительного прибора. См. программу работы (п. 1; п. 4 а, б, в, г, д, е).

РАБОТА № 4

ИССЛЕДОВАНИЕ СОСТОЯНИЙ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Теоретические основы работы

Смесь сухого воздуха с парами жидкости называется *влажным воздухом*. На практике чаще всего мы имеем дело с воздухом, содержащим водяные пары.

Основными характеристиками влажного воздуха являются абсолютная и относительная влажность и влагосодержание.

Абсолютной влажностью воздуха называют массу паров жидкости, содержащейся в 1 м^3 влажного воздуха. Другими словами, абсолютная влажность воздуха является плотностью ρ_n находящегося в нем пара при его парциальном давлении и температуре воздуха.

Относительной влажностью воздуха φ называется отношение абсолютной влажности воздуха ρ_n к максимально возможной влажности ρ_m при той же температуре и давлении, т. е.

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_m}. \quad (1)$$

Влажность воздуха при данной температуре и давлении будет максимально возможной, когда содержащийся в нем пар находится в состоянии насыщения.

Для характеристики влажного воздуха пользуются также понятием влагосодержание воздуха d , под которым понимают количество килограммов влаги, приходящейся на 1 кг сухого воздуха

$$d = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{св}}}. \quad (2)$$

На основании закона Дальтона

$$\rho = \rho_{\text{св}} + \rho_{\text{п}}, \quad (3)$$

где ρ — давление влажного воздуха, Па;

$\rho_{\text{св}}$ — парциальное давление воздуха, Па;

$\rho_{\text{п}}$ — парциальное давление пара, Па.

Принимая, что влажный воздух подчиняется уравнению состояния идеального газа, получим выражение для расчета влагосодержания воздуха

$$d = \frac{R_{\text{в}} \rho_{\text{п}}}{R_{\text{п}} (\rho - \rho_{\text{п}})}. \quad (4)$$

В случае содержания в воздухе паров воды формула (4) принимает вид

$$d = 0,622 \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho - \rho_{\text{п}}} \quad (5)$$

($R_{\text{в}} = 287,1 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $R_{\text{п}} = 461,5 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ — газовые постоянные сухого воздуха и водяного пара.

При принятых допущениях равенство (1) принимает вид:

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_m}. \quad (6)$$

Следовательно,

$$d = \frac{\varphi \rho_m}{\rho - \varphi \rho_m}. \quad (7)$$

Энтальпию влажного воздуха определяют как сумму энтальпий сухого воздуха и паров и относят к 1 кг сухого воздуха, т. е. измеряют в кДж/кг (с. в.)

$$I = i_{\text{в}} + i_{\text{п}} d. \quad (8)$$

Энтальпия сухого воздуха определяется по формуле

$$i_{\text{св}} = c_{\text{св}} t, \quad (9)$$

где $c_{\text{св}}$ — средняя массовая теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении в интервале температур $0-t_{\text{в}}$.

Энтальпия водяного пара в кДж/кг (для интервала температур $0-100^\circ \text{C}$) может быть вычислена по приближенной формуле:

$$i_{\text{п}} = 2500 + 1,93 t. \quad (10)$$

Для определения параметров влажного воздуха (для случая смеси сухого воздуха и паров воды) на практике пользуются Id — диаграммой, предложенной Л. К. Рамзиным и построенной для барометрического давления 745 мм рт. ст.

Температуру начала конденсации водяных паров во влажном воздухе при его охлаждении с постоянным значением влагосодержания называют «точкой росы».

Программа работы

1. Определить термодинамические параметры влажного воздуха на входе из калорифера аналитически и по Id -диаграмме (рис.7).

2. Определить полезную тепловую мощность калорифера для подогрева влажного воздуха.

Порядок проведения опытов и обработки опытных данных

1. Показания сухого и мокрого термометров (психрометра) t_1 и t_m и относительная влажность воздуха на входе в калорифер φ_1 по номограмме (рис. 8).

2. Парциальное давление водяного пара во влажном воздухе, Па

$$p_{\text{п}} = \varphi_1 p_{\text{н}},$$

где $p_{\text{н}}$ — давление насыщенного водяного пара при t_1 (см. табл. 14).

3. Абсолютная влажность воздуха, кг/м³, (парциальная плотность водяного пара)

$$\rho_{\text{п}} = \varphi_1 \rho_{\text{п}},$$

где $\rho_{\text{п}}$ — плотность насыщенного водяного пара при t_1 (см. табл. 14).

4. Парциальное давление сухого воздуха, Па

$$p_{\text{св}} = p - p_{\text{п}}.$$

5. Парциальная плотность сухого воздуха, кг/м³ (при $P_{\text{св}}$)

$$\rho_{\text{св}} = P_{\text{св}} / R_{\text{св}} T_1,$$

где $T_1^{\circ\text{K}} = t_1^{\circ\text{C}} + 273,15$.

6. Плотность влажного воздуха

$$\rho_{\text{вл в}} = \rho_{\text{п}} + \rho_{\text{св}}$$

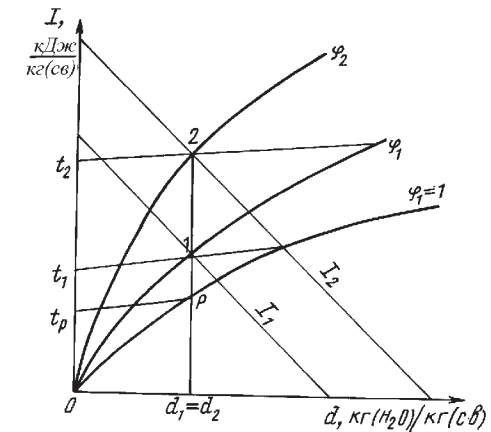


Рис. 7

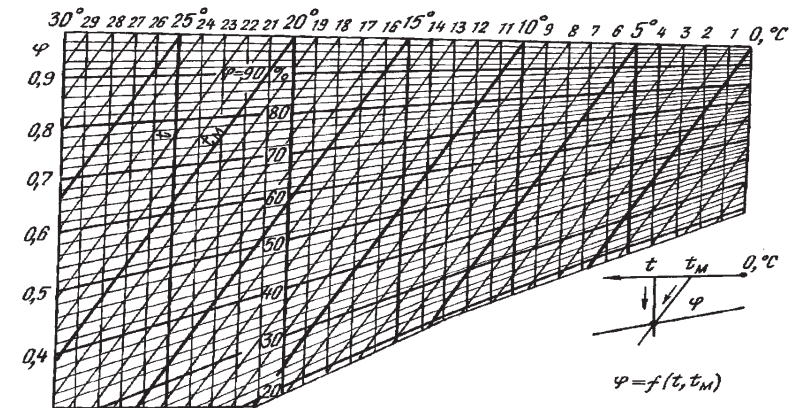


Рис. 8

7. Влагосодержание воздуха $d_1 = \rho_{\text{п}} / \rho_{\text{св}}$, кг (Н₂О) / кг (с. в.).

8. Энтальпия воздуха перед калорифером, кДж/кг

$$I_1 = c_{\text{св}} \cdot t_1 + d_1(2500 + 1,93t_1)$$

и на выходе из него (при t_2)

$$I_2 = c_{\text{св}} \cdot t_2 + d_2(2500 + 1,93t_2).$$

Здесь $C_{cb} \approx 1,0 \text{ кДж/ (кг}\cdot\text{К)}$ — средняя изобарная теплоемкость сухого воздуха; соответственно в интервалах температур $0 \div t_1$ и $0 \div t_2$

$$d_2 = d_1.$$

9. Относительная влажность воздуха после калорифера

$$\varphi_2 = p / (p_n (1 + 0,622/d_2)),$$

где $p_n = f(t_2)$. (см. табл. 17).

10. Определить значения d, I_1, I_2, φ_2 по Id — диаграмме влажного воздуха и сравнить их с расчетными значениями. (см. рис. 7).

11. Измерить объемный расход нагреваемого влажного воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_1 = A \cdot \sqrt{\frac{H}{\rho_1}},$$

где A — тарировочный коэффициент расхода; м^2 ;

ρ_1 — плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$;

H — перепад давлений по дифференциальному манометру, расходомера, Па.

12. Массовый расход сухого воздуха, $\text{кг}/\text{с}$

$$G_{cb} = p_{cb} V_1 / R_{cb} T_1.$$

13. Полезная тепловая мощность калорифера, кВт

$$Q = G_{cb} (I_2 - I_1).$$

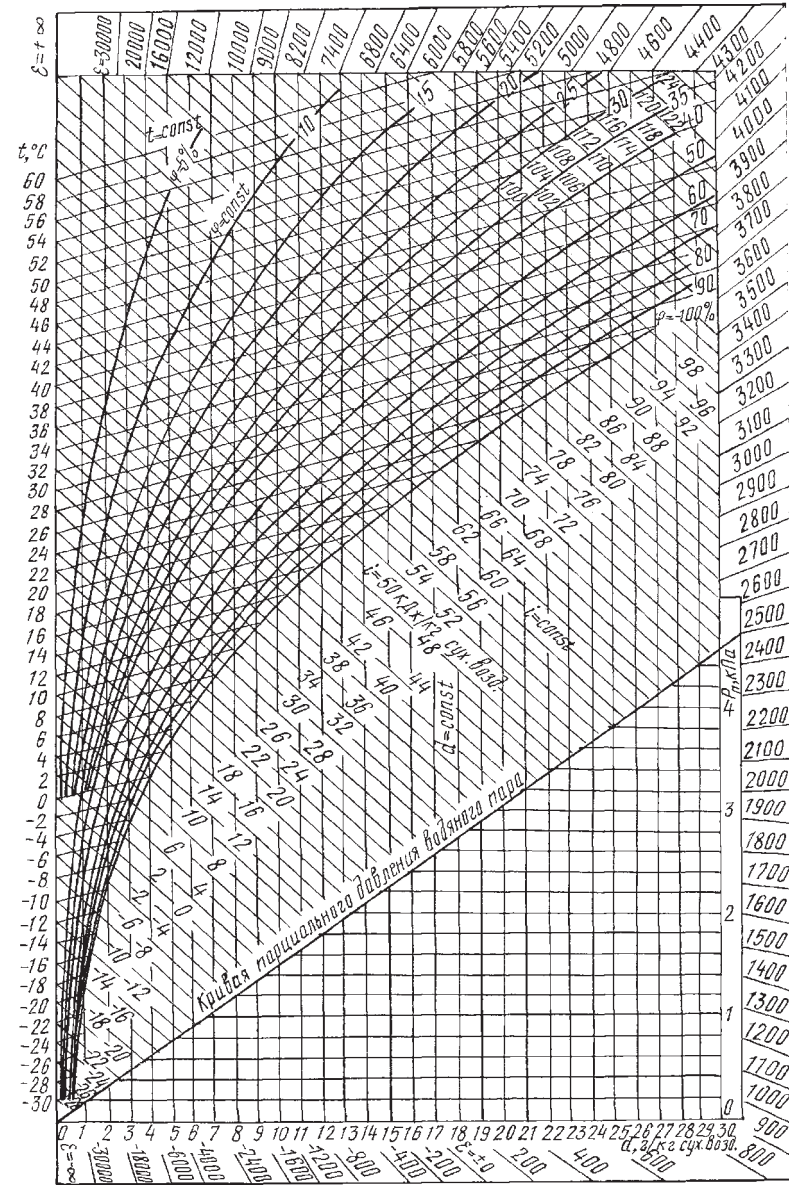


Рис. 9

РАБОТА № 5

ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ПРИТОЧНО -ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Целью работы является определение основных теплотехнических показателей эффективности системы приточно-вытяжной вентиляции помещения с источниками выделения теплоты, углекислого газа и водяного пара от людей, а также тепловыделения от установленного в помещении электротехнического и др. оборудования.

В результате проведения работы должны быть определены:

- 1) расчетные и фактические характеристики микроклимата в исследуемом помещении;
- 2) расчетный и фактический воздухообмен, создаваемый системой вентиляции;
- 3) аэродинамические характеристики воздуховодов (общие и местные гидродинамические сопротивления).

Устанавливаются причины возможного несоответствия фактических и расчетных данных, даются рекомендации по повышению эффективности работы системы вентиляции.

Теоретические основы работы

Необходимый (расчетный) воздухообмен по теплоизбыткам, L_Q , м³/с, по влагоизбыткам L_D , м³/с и по избыткам углекислого газа, L_{CO_2} , м³/с, определяются из следующих уравнений теплового и материального баланса:

$$Q_{\text{чел}} \cdot n_{\text{чел}} + Q_{\text{обор.}} = L_Q S_V C_V (t_{\text{уд}} - t_{\text{пр}}); \quad (1)$$

$$D_{\text{чел}} \cdot n_{\text{чел}} = L_D S_V (d_{\text{уд}} - d_{\text{пр}}) \cdot 3600; \quad (2)$$

$$B_{CO_2} \cdot n_{\text{чел}} = L_{CO_2} (V_{\text{уд}} - V_{\text{пр}}) \cdot 3600. \quad (3)$$

Здесь $Q_{\text{чел}}$ — явное тепловыделение от одного человека, Вт/чел.;

$n_{\text{чел}}$ — расчетное число людей в помещении;

$\Delta Q_{\text{обор}}$ — тепловыделение от установленного в помещении оборудования, Вт;

S_V — плотность воздуха, поступающего в помещении, кг/м³;
 $\Delta_{\text{чел}}$ — количество влаги, выделяемой одним человеком, г/ч.
(В состоянии покоя при $t_V = 18^\circ\text{C}$ $D_{\text{чел}} \approx 37\text{г/ч}$);

B_{CO_2} — количество углекислого газа, выделяемого одним человеком, л/ч. (В состоянии покоя $B_{CO_2} = 23$ л/ч);

$c_V \approx 1000$ Дж/кг·К — средняя изобарная теплоемкость воздуха;

$t_{\text{уд}}, t_{\text{пр}}$ — температуры удаляемого и приточного воздуха, °С;

$d_{\text{уд}}, d_{\text{пр}}$ — влагосодержание удаляемого и приточного воздуха, г (H₂O) /кг (св);

$V_{\text{уд}}$ и $V_{\text{пр}}$ — содержание CO₂ в удаляемом и приточном воздухе, л/м³.

Реализуемый воздухообмен находят по фактической подаче приточного воздуха L_V , м³/с и его физическим параметрам, определяющим микроклимат в помещениях (температура, влагосодержание, содержание углекислого газа).

Оборудование и приборы

1. Элементы системы вентиляции исследуемого помещения (вентиляторы, фильтры, воздуховоды, регуляторы подачи воздуха и др.).
2. Термометры: жидкостные, термоэлектрические, сопротивления.
3. Психрометр.
4. Газоанализатор.
5. Дроссельные диафрагмы, пневмометрические трубки, микроанометры.
6. Барометр.

Порядок проведения измерений и обработки опытных данных

1. Согласно уравнениям (1), (2) и (3) определить расчетный воздухообмен для исследуемого помещения.
2. Измерить барометрическое давление, температуру воздуха (приточного, удаляемого, среднюю).

3. По показаниям сухого и мокрого термометров определить относительную влажность приточного $\varphi_{\text{пр}}$ и удаляемого воздуха $\varphi_{\text{уд}}$.

4. Определить влагосодержание приточного $d_{\text{пр}}$ и удаляемого $d_{\text{уд}}$ воздуха

$$d = \frac{S_{\text{п}}}{S_{\text{св}}} = \frac{R_{\text{св}} P_{\text{п}}}{R_{\text{п}} P_{\text{св}}}, \quad (4)$$

где $R_{\text{св}} \approx 287$ кДж/кг·К — газовая постоянная сухого воздуха;

$R_{\text{п}} \approx 461,5$ кДж/кг·К — газовая постоянная водяного пара;

$P_{\text{п}}$ и $P_{\text{св}}$ — парциальные давления, водяного пара и сухого воздуха.

Так как $R_{\text{св}} / R_{\text{п}} \approx 0,622$;

$$P_{\text{п}} = \varphi_{\text{рн}} p_{\text{н}};$$

$$P_{\text{св}} = p - p_{\text{п}},$$

то,
$$d = \frac{0,622 \varphi_{\text{рн}} P_{\text{п}}}{P - \varphi_{\text{рн}} P_{\text{п}}} \text{кг (H}_2\text{O) / кг (с. в.)}. \quad (5)$$

Здесь $p \approx p_{\text{в}}$ — давление влажного воздуха, Па;

$p_{\text{н}}$ — давление насыщенного водяного пара, Па.

Для приточного воздуха $p_{\text{н}} = f(t_{\text{пр}})$, для удаляемого $P_{\text{н}} f(t_{\text{уд}})$ — по табл. 17 насыщенного водяного пара.

5. Измерить с помощью газоанализатора содержание CO_2 в приточном и удаляемом воздухе (в долях по объему — L_{CO_2}).

Тогда $V_{\text{CO}_2} = 1000 L_{\text{CO}_2}$, л/м³.

6. Определить фактическую подачу воздуха в помещение, м³/с

$$L = A \sqrt{\frac{H}{S}}, \quad (6)$$

где A — тарировочный коэффициент расхода;

H — перепад давлений на дроссельной диафрагме, Па;

S — плотность воздуха перед диафрагмой, кг/м³.

7. Измерить перепады статических давлений $D_{\text{прт}}$ на прямых участках воздухопроводов (на трение) и в местных сопротивлениях $\Delta P_{\text{м}}$.

8. Определить средние (по расходу) скорости воздуха в сечениях воздуховодах, м³/с,

$$\omega = L/F,$$

и определенную по локальным скоростям в сечениях воздухопроводов (измеренных с помощью пневмометрической трубки Прандтля).

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2 \Delta p_{\partial}}{S}}, \quad (7)$$

где F — площадь сечения канала для прохода воздуха, м²;

ΔP — динамический напор по микронометру присоединенному к трубке Прандтля, Па;

S — плотность воздуха, кг/м³.

9. Определить коэффициенты гидродинамических сопротивлений трения $\zeta_{\text{тр}}$ и местных $\zeta_{\text{м}}$.

Согласно известным в гидродинамике формулам

$$\Delta P_{\text{тр}} = \zeta_{\text{тр}} \frac{l}{d_3} \frac{S \omega^2}{2}; \quad (8)$$

$$\Delta P_{\text{м}} = \zeta_{\text{м}} \frac{S \omega^2}{2}, \quad (9)$$

где $d_3 = 4F/\Pi$ эквивалентный диаметр канала, м;

F — площадь поперечного сечения канала, м²;

Π — «смоченный» периметр сечения канала, м.

Для прямоугольного канала

$$d_3 = \frac{2ab}{a+b},$$

где a и b — геометрические размеры сечения канала, м

Для трубы $F = \pi d_{\text{вн}}^2 / 4$, м;

$$P = \pi d_{\text{вн}}, \text{ м,}$$

т. е. $d_{\text{вн}} = d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр трубы, м.

10. Сравнить полученные опытные значения $\zeta_{\text{тр}}$ (из формулы 8) с расчетными по формулам для гладкого развитого турбулентного режима течения.

Например, (для числа Рейнольдса $Re = 10^4 \div 10^5$) по формуле Блазиуса:

$$\zeta_{\text{тр}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}};$$

или для $Re = 10^4 \div 10^6$ по формуле [4]

$$\zeta_{\text{тр}} = \frac{0,309}{(\lg Re - 0,83)^2}.$$

Здесь $Re = \omega d_{\text{вн}} / \nu$,

ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с (см. табл. 16).

РАБОТА № 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ ВОЗДУХА

Теоретические основы работы

Естественной конвекцией называется перемещение частиц жидкости или газа, обусловленное разностью и плотностей. Наиболее распространенным является свободное движение жидкости в гравитационном поле, вызываемое различием плотности ее отдельных слоев около поверхности под влиянием разности температур между поверхностью и окружающей средой. При естественной конвекции нагретые объемы теплоносителя поднимаются, охладившиеся — опускаются.

Величина, характеризующая интенсивность теплообмена между средой и поверхностью и численно равная количеству тепла, передаваемого единицей площади теплообменной поверхности к омывающей ее жидкости и обратно в единицу времени при разности температур между ними в один градус, называется *коэффициентом теплоотдачи*. От него зависят потери тепла или тепловосприятие поверхностей, имеющих температуру, отличную от температуры окружающей среды, а также размеры поверхностей нагрева (охлаждения) теплообменных аппаратов. Поэтому изучение факторов, влияющих на значение коэффициента теплоотдачи, имеет большое практическое значение.

Количество тепла, которое отдает боковая поверхности цилиндра (трубы) конвекцией в единицу времени, определяется по формуле:

$$Q_k = \alpha_k (t_{\text{ст}} - t_{\text{воз}}) \pi d l, \quad (11)$$

где α_k — коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К);

$t_{\text{ст}}$ — средняя температура поверхности стенки, °С;

$t_{\text{воз}}$ — температура окружающего воздуха, °С;

d — наружный диаметр трубы, м;

l — длина трубы, м.

Уравнение (11) показывает, что искомое значение коэффициента теплоотдачи может быть определено, если известны геометрические размеры поверхности d , l и ее температура $t_{ст}$, температура окружающей среды $t_{воз}$ и количество тепла, отдаваемое поверхностью в единицу времени конвекцией Q_k .

Помимо теплоотдачи конвекцией всякое нагретое тело отдает тепло лучеиспусканием:

$$Q_l = C_{пр} \left[\left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{воз}}{100} \right)^4 \right] \pi d l, \quad (12)$$

где $T_{ст}$ — температура стенки, К;

d — наружный диаметр трубы, м;

$T_{воз}$ — температура среды, К;

l — длина трубы, м;

$C_{пр}$ — приведенный коэффициент лучеиспускания системы, Вт/(м²·К⁴).

В данном случае излучает цилиндр, поверхность которого значительно меньше поверхности окружающих тел, и $C_{пр}$ можно рассчитать по формуле:

$$C_{пр} = C_0 \cdot \varepsilon, \quad (13)$$

где ε — степень черноты цилиндра; (трубы);

C_0 — постоянная Стефана—Больцмана.

(14)

Полное количество тепла, отдаваемое цилиндром, будет:

$$Q_n = Q_k + Q_l$$

откуда:

$$Q_k = Q_n - Q_l.$$

Полное количество тепла Q_n в лабораторной работе определяется по электрической мощности. Потерями тепла с теплоизолированных концов трубы при большом отношении l/d можно пренебречь.

Конечным результатом работы является определение значения коэффициента теплоотдачи α , а так же постоянных «С»

и «n» в критериальной зависимости, описывающей процесс конвекции, в виде:

$$Nu = c (GrPr)^n.$$

Описание лабораторной установки

Опытная установка (Рис. 10.) представляет собой стальную трубку с электрическим нагревателем внутри. С торцов нагреватель изолирован. Температура стенки трубы измеряется шестью хромель-копелевыми термопарами, смонтированными внутри трубки по ее длине и азимутальному углу, и выходящими с ее обеих сторон. Величина Термо-Эдс измеряется милливольтметром В7-38. Схема размещения термопар на рабочем участке представлена на рис. 11.

Длина трубки $L = 47$ мм.

Внешний диаметр $d = 12,5$ мм.

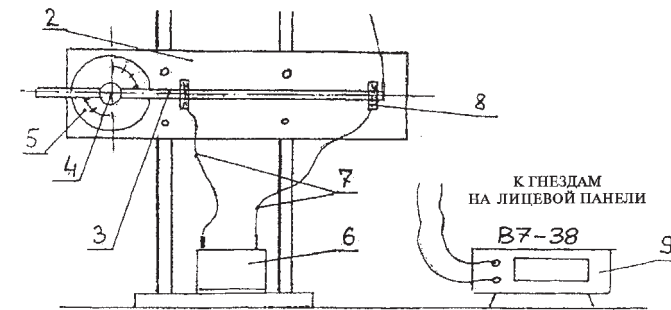


Рис. 10. Опытная установка

Порядок включения установки и проведение измерений

На рис. 12 представлена лицевая панель установки:

1. Перед включением убедитесь в надежности заземления корпуса установки и вольтметра.

2. Убедитесь, что тумблеры $T1$ и $T2$ установлены в положении ВЫКЛ, а регулятор P повернут в крайнее левое положение.

3. Подключить вольтметр к одной из розеток стойки, расположенных на ее задней панели. Измерительные провода вольтметра подключены к гнездам (5), расположенных на лицевой панели стойки.

4. Включить шнур питания стойки к сетевой розетке. Установить тумблер «сеть» (Т1) в положение ВКЛ. При этом загорается сигнальная лампа, и высвечиваются цифры на индикаторной панели вольтметра.

5. Установить тумблер Т3 в положение U, I и нажать кнопку U≈ на панели вольтметра. Тумблер Т4 установить в положение U.

6. Включить тумблер Т2. Поворачивая ручку регулятора Р по часовой стрелке, выставить напряжение на трубке ≈ 0,5 В.

7. Установить тумблер Т3 в положение t и, нажав кнопку U= на панели вольтметра, произвести измерение термо-ЭДС всех термопар (6 штук). При этом необходимо дождаться выхода на стационарный режим (примерно 10—15 мин).

8. Вновь установить тумблер Т3 в положение U, I и нажать кнопку U≈ на панели вольтметра. Переключая тумблер Т4 в положение U, произвести измерение напряжения на трубке, а в положении I — силы тока по трубке.

9. Пункты 5 — 8 повторить для других значений напряжений на трубке, изменяя его с помощью регулятора Р. Не перегревать трубку выше 160 °С, что соответствует значению термо-ЭДС 11, 39 мВ.

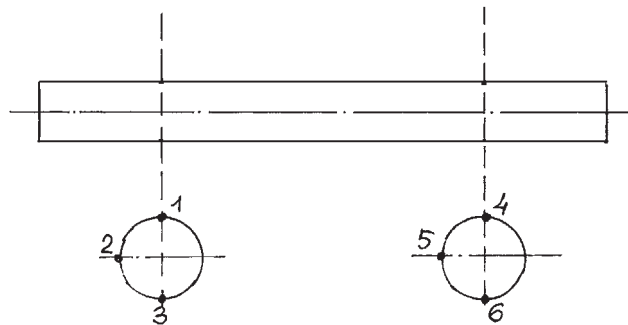


Рис. 11. Схема размещения термопар на рабочем участке установки

10. После проведения измерений ручку регулятора Р повернуть в крайнее левое положение до щелчка.

11. Выключить тумблеры Т2 и Т1. Отключить стойку от сети. Результаты измерений занести в табл. 14.

Таблица 14

№ опыта	U, В	I, А	Qn, Вт	t _{ср1} , °С	t _{ср2} , °С	t _{ср3} , °С	t _{ср4} , °С	t _{ср5} , °С	t _{ср6} , °С	t _{срн} , °С

Обработка опытных данных

1. Определить в каждом опыте полное количество тепла, отдаваемое трубкой в окружающую среду, в с.:

$$Q_n = IU \text{ (Вт)},$$

где I — сила тока, А;
U — напряжение, В.

2. Найти среднюю температуру поверхности трубы:

$$t_{ст} = \frac{t_{ср1} + t_{ср2} + t_{ср3} + t_{ср4} + t_{ср5} + t_{ср6}}{6}.$$

3. Рассчитать количество тепла, Вт, отдаваемое трубкой в окружающую среду лучеиспусканием:

$$Q_{л} = \varepsilon C_0 \left[\left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{воз}}{100} \right)^4 \right] \pi dl,$$

где $\varepsilon = 0,15$ — нержавеющая сталь.

4. Найти количество тепла, отдаваемое трубкой конвекцией:

$$Q_k = Q_n - Q_{л}.$$

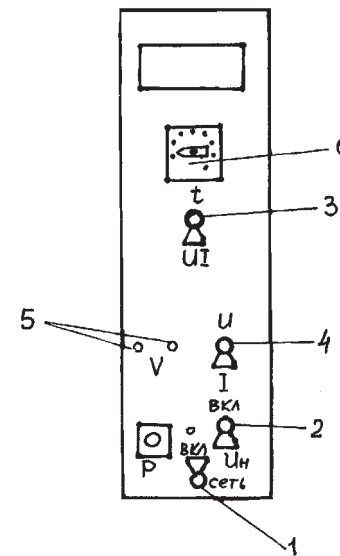


Рис. 12 Лицевая панель установки

5. Рассчитать величину коэффициент теплоотдачи конвекцией:

$$\alpha_k = \frac{Q_k}{\pi d l (t_{ст} - t_{воз})}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{град}}.$$

6. Средняя (определяющая) температура воздуха:

$$t_m = \frac{1}{2} (\overline{t_{ст}} + t_{воз}).$$

7. Коэффициент объемного расширения воздуха:

$$\beta = \frac{1}{273 + t_t} \text{град}^{-1}.$$

8. Найти величину критерия теплообмена Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha_k d}{\lambda_m}.$$

где λ_m — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/м·град.

9. Рассчитать критерий подъемной силы Грасгофа:

$$Gr_m = \frac{g \beta \Delta t d^3}{\nu_m^2},$$

где Δt — температурный напор; $\Delta t = \overline{t_{ст}} - t_{воз}$;

ν_m — коэффициент кинематической вязкости воздуха.

10. Критерий физических свойств воздуха (Прандтля)

$$Pr_m = \frac{\nu_m}{\alpha_m} = \frac{\nu_m c_{p_m} \rho_m}{\lambda_m}.$$

Величины λ_m , ν_m , ρ_m находятся по справочным данным.

Опытные данные, полученные при различных режимах работы установки, и результаты их обработки сводятся в табл. 15.

11. Построить график зависимости критерия Nu_m от комплекса $(GrPr)_m$ в логарифмических координатах, провести прямую линию, наиболее близко проходящую к опытным точкам.

График

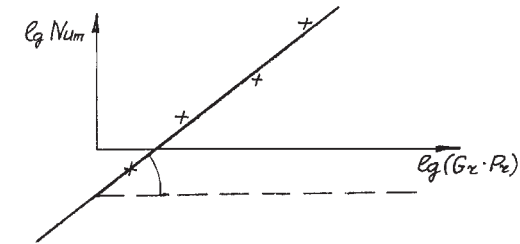


Таблица 15

Q_k	$t_{ст}$	Q_n	Q_l	α	t_m	β	λ_m	ν_m	Nu_m	G_{fm}	P_{fm}	$\lg Nu_m$	$(GrPr)_m$	$\lg \times (GrPr)_m$

12. Находится зависимость между критериями подобия в виде:

$$Nu_m = C (GrPr)_m^n,$$

логарифмируя, получаем:

$$\lg Nu_m = \lg C + n \lg (GrPr)_m.$$

13. Величины C и n определяем по графику — зависимости критерия Nu_m от комплекса $(GrPr)_m$.

Физические параметры воздуха при $\rho = 745$ мм рт. ст. приведены в табл. 16.

Таблица 16

Температура $t_t, ^\circ\text{C}$	Плотность ρ , кг/м ³	Коэффициент кинематической вязкости ν , м ² /с
10	1,206	$14,7 \cdot 10^{-6}$
20	1,164	$15,7 \cdot 10^{-6}$
30	1,127	$16,6 \cdot 10^{-6}$
40	1,092	$17,6 \cdot 10^{-6}$

Давление и плотность насыщенного водяного пара (аргумент — температура) приведены в табл. 17.

Таблица 17

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{Па}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{Па}$	$\rho, \text{кг/м}^3$
-15	191	0,00161	30	4241	0,03037
-10	286	0,00236	32	4793	0,03407
-5	421	0,00341	35	5622	0,03962
0	609	0,00484	36	5973	0,04293
2	704	0,00556	38	6673	0,04654
4	811	0,00636	40	7375	0,05115
6	933	0,00726	42	8259	0,05401
8	1070	0,00827	45	9584	0,06544
10	1225	0,00940	46	10130	0,06892
12	1417	0,01077	48	11230	0,07601
14	1608	0,01214	50	12335	0,08306
15	1704	0,01282	55	15740	0,1044
16	1828	0,01371	60	19917	0,1302
18	2084	0,01550	65	25010	0,1613
20	2338	0,01729	70	31170	0,1982
22	2672	0,01959	75	38550	0,2420
24	3004	0,02189	80	47360	0,2934
25	3166	0,02304	85	57810	0,3536
26	3381	0,02452	90	70110	0,4235
27	3596	0,02599	95	84510	0,5045
28	3811	0,02764	100	101320	0,5977

Физические свойства водяного пара на линии насыщения (аргумент — давление)

Таблица П 1

$P, \text{кПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho'', \text{кг/м}^3$	$i'', \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$r, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$P, \text{кПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho'', \text{кг/м}^3$	$i'', \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$r, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
1,0	6,92	0,0077	2513	2484	200	120,2	1,129	2707	2202
1,5	13,04	0,0114	2525	2470	300	133,5	1,651	2725	2164
2,0	17,5	0,0149	2533	2459	400	143,6	2,163	2738	2133
2,5	21,1	0,0184	2539	2451	500	151,8	2,669	2749	2109
3,0	24,1	0,0219	2545	2444	600	158,8	3,169	2757	2086
4,0	29,0	0,0287	2554	2433	700	165,0	3,666	2764	2067
5,0	32,9	0,0355	2561	2423	800	170,4	4,161	2769	2048
6,0	36,2	0,0421	2567	2415	900	175,3	4,654	2774	2031
7,0	39,0	0,0487	2572	2409	1000	179,9	5,139	2778	2015
8,0	41,5	0,0553	2576	2402	1100	184,0	5,634	2781	2000
10,0	45,8	0,0681	2584	2392	1200	187,9	6,124	2785	1987
12,0	49,4	0,0810	2591	2384	1400	195,0	7,103	2790	1960
14,0	52,6	0,0935	2596	2376	1600	201,4	8,080	2793	1935
15,0	54,0	0,0998	2599	2373	1800	207,1	9,058	2796	1912
20,0	60,1	0,1308	2609	2358	2000	212,4	10,04	2799	1891
30,0	69,1	0,1913	2625	2336	3000	233,8	15,00	2804	1796
40,0	75,9	0,2504	2636	2318	4000	250,3	20,09	2801	1713
60,0	85,9	0,3661	2653	2293	5000	263,9	25,35	2794	1640
80,0	93,5	0,4792	2665	2273	6000	275,6	30,84	2785	1571
100,0	99,6	0,5903	2675	2258	7000	285,8	36,54	2772	1505

**Градуировочная таблица медно-константановых термопар
при температуре холодных спаев 0 °С**

Таблица П 2

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t, ^\circ\text{C}$	Термо - ЭДС, мВ									
0	0,000	0,037	0,074	0,110	0,147	0,184	0,221	0,257	0,294	0,331
10	0,368	0,405	0,442	0,478	0,516	0,553	0,590	0,627	0,664	0,701
20	0,737	0,775	0,813	0,851	0,889	0,927	0,965	1,003	1,041	1,079
30	1,117	1,156	1,194	1,233	1,271	1,310	1,349	1,387	1,426	1,464
40	1,503	1,543	1,582	1,622	1,662	1,701	1,741	1,781	1,821	1,860
50	1,900	1,944	1,981	2,021	2,062	2,102	2,143	2,183	2,224	2,264
60	2,305	2,346	2,386	2,427	2,468	2,509	2,549	2,590	2,631	2,671
70	2,712	2,754	2,796	2,837	2,879	2,921	2,963	3,005	3,046	3,088
80	3,130	3,143	3,125	3,258	3,300	3,343	3,385	3,428	3,471	3,513
90	3,556	3,599	3,642	3,685	3,728	3,772	3,815	3,858	3,901	3,944
100	3,987	4,031	4,075	4,119	4,163	4,207	4,252	4,296	4,340	4,384
120	4,863	4,906	4,950	4,995	5,038	5,071	5,124	5,169	5,212	5,258
140	5,736	5,778	5,822	5,864	5,910	5,952	5,998	6,040	6,082	6,126
160	6,610	6,651	6,698	6,740	6,782	6,830	6,871	6,919	6,960	7,002
180	7,482	7,529	7,571	7,613	7,659	7,701	7,742	7,788	7,832	7,874
200	8,352	8,399	8,441	8,487	8,530	8,572	8,618	8,661	8,702	8,749
220	9,230	9,272	9,318	9,362	9,403	9,450	9,482	9,540	9,581	9,627
240	10,11	10,15	10,20	10,24	10,28	10,33	10,37	10,42	10,46	10,50
260	10,98	11,03	11,07	11,11	11,16	11,20	11,25	11,19	11,33	11,38
280	11,86	11,90	11,94	11,99	12,04	12,08	12,12	12,17	12,21	12,25

**Градуировочная таблица хромель-копелевых термопар
при температуре холодных спаев 0 °С**

Таблица П 3

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t, ^\circ\text{C}$	Термо - ЭДС, мВ									
0	0	0,07	0,13	0,20	0,26	0,33	0,39	0,46	0,52	0,59
10	0,65	0,72	0,78	0,85	0,91	0,98	1,05	1,11	1,18	1,24
20	1,31	1,38	1,44	1,51	1,57	1,64	1,70	1,77	1,84	1,91
30	1,98	2,05	2,12	2,18	2,25	2,32	2,38	2,45	2,52	2,59
40	2,66	2,73	2,80	2,87	2,94	3,00	3,07	3,14	3,21	3,28
50	3,35	3,42	3,49	3,56	3,63	3,70	3,77	3,84	3,91	3,98
60	4,05	4,12	4,19	4,26	4,33	4,41	4,48	4,55	4,62	4,69
70	4,76	4,83	4,90	4,98	5,05	5,12	5,20	5,27	5,34	5,41
80	5,48	5,56	5,63	5,70	5,78	5,85	5,92	5,99	6,07	6,14
90	6,21	6,29	6,36	6,43	6,51	6,58	6,65	6,73	6,80	6,87
100	6,95	7,03	7,10	7,17	7,25	7,32	7,40	7,47	7,54	7,62
110	7,69	7,77	7,84	7,91	7,99	8,06	8,13	8,21	8,28	8,35
120	8,43	8,50	8,58	8,65	8,73	8,80	8,88	8,95	9,03	9,10
130	9,18	9,25	9,33	9,40	9,48	9,55	9,63	9,70	9,78	9,85
140	9,93	10,00	10,08	10,16	10,23	10,31	10,38	10,46	10,54	10,61
150	10,69	10,77	10,85	10,92	11,00	11,08	11,15	11,23	11,31	11,38
160	11,46	11,54	11,62	11,69	11,77	11,85	11,93	12,00	12,08	12,16
170	12,24	12,32	12,40	12,48	12,55	12,63	12,71	12,79	12,87	12,95
180	13,03	13,11	13,19	13,27	13,36	13,44	13,52	13,60	13,68	13,76
190	13,84	13,92	14,00	14,08	14,16	14,25	14,33	14,41	14,49	14,57

ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

Рабочая программа,
задание на курсовую работу

Редактор *Д.Н.Тихонычев*
Корректор *В.В.Игнатова*
Компьютерная верстка *Л.В.Орлова*

Тип. зак.	Изд. зак.158	Тираж 500 экз.
Подписано в печать 05.04.07	Гарнитура NewtonС	Офсет
Усл. печ. л. 5,25		Формат 60×90 ¹ / ₁₆

Издательский центр РГОТУПСа,
125993, Москва, Часовая ул., 22/2

Участок оперативной печати РГОТУПСа,
125993, Москва, Часовая ул., 22/2