

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

ИСТОЧНИКИ И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ

Практикум

Составитель:
С. В. Горячев

Рекомендовано ученым советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательной программе высшего образования по направлению подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

Оренбург
2019

УДК 697.3(075.8)

ББК 31.38я73

Г71

Рецензент – кандидат технических наук, доцент Э.Л. Греков

Г71 **Источники и системы теплоснабжения предприятий:**
практикум / составитель С.В. Горячев; Оренбургский гос. ун-т. –
Оренбург: ОГУ, 2019. – 114 с.
ISBN

В практикуме изложены общие требования к выполнению лабораторных и практических работ по дисциплине «Источники и системы теплоснабжения предприятий».

Практикум предназначен для обучающихся по образовательной программе высшего образования очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника.

УДК 697.3(075.8)

ББК 31.38я73

ISBN

© Горячев С.В.,
составление, 2019

© ОГУ, 2019

Содержание

Введение	5
1 Практические работы.....	7
1.1 Практическая работа № 1. Исследование работы индивидуального теплового пункта	7
1.2 Практическая работа № 2. Расчет воздушной завесы	13
1.3 Практическая работа № 3. Расчет годового отпуска теплоты	23
1.4 Практическая работа № 4. Изучение адиабатического процесса обработки воздуха водой в камере орошения	30
1.5 Практическая работа № 5. Изучение параметров состояния влажного воздуха.....	43
1.6 Практическая работа № 6. Построение характеристик сети и вентилятора.....	56
2 Лабораторные работы	62
2.1 Лабораторная работа №1. Расчет тепловой мощности системы отопления.....	62
2.2 Лабораторная работа № 2. Определение коэффициента теплопроводности.....	72
2.3 Лабораторная работа № 3. Построение годовых графиков тепловой нагрузки	80
2.4 Лабораторная работа № 4. Обработка приточного воздуха	85
2.5 Лабораторная работа № 5. Построение процессов СКВ на I-d диаграмме	92
2.6 Лабораторная работа № 6. Регулирование тепловой нагрузки	103
Приложение А.....	109
Приложение Б	112

Список использованных источников	113
--	-----

Введение

Структура мирового энергетического хозяйства к сегодняшнему дню сложилась таким образом, что четыре пятых используемой энергии получается при сжигании топлива, или при использовании запасенной в нем химической энергии, преобразовании ее в электрическую энергию на тепловых электростанциях. Тепловое потребление – одна из основных статей топливно-энергетического баланса нашей страны. На удовлетворение тепловой нагрузки страны расходуется ежегодно более 600 млн. т условного топлива, т.е. около 30 % всех используемых первичных топливно-энергетических ресурсов.

Все процессы добычи и переработки топлива (топливные отрасли промышленности), производства, транспортировки и распределения электроэнергии охватывает один из важнейших межотраслевых комплексов – топливно-энергетический комплекс.

В течение длительного периода тепловое хозяйство России развивается по пути концентрации тепловых нагрузок, централизации теплоснабжения и комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. Широкое развитие получила теплофикация, являющаяся наиболее рациональным методом использования топливных ресурсов для тепло- и электроснабжения. Теплофикацией называется комбинированный способ получения электроэнергии и теплоты в виде потока горячей воды или пара в одном энергетическом цикле. Важной характеристикой теплофикации является централизация, то есть производство теплоты на теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) или атомной электростанции (АТЭЦ), обслуживающих десятки и сотни тысяч жителей.

Для реализации теплофикации необходимо иметь тепловой источник на станции; разветвленную тепловую сеть в виде теплоизолированных теплопроводов, обеспечивающих доставку теплоносителя абонентам; тепловые пункты, готовящие для потребителей с помощью сетевой воды (пара) теплоноситель необходимых параметров, и собственно оборудование абонентов, использующее горячую воду (пар)

в системах отопления, горячего водоснабжения (ГВС), вентиляции, кондиционирования воздуха и в технологических установках.

Представленное методическое пособие подготовлено для студентов направления 13.03.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника», профиль подготовки: «Энергообеспечение предприятий», квалификация (степень) Бакалавр.

1 Практические работы

1.1 Практическая работа № 1. Исследование работы индивидуального теплового пункта

Цель работы: Изучить состав оборудования теплового пункта, его назначение и работу, определить параметры водоструйного элеватора.

Программа занятия:

- 1 Ознакомиться с индивидуальным тепловым пунктом учебного корпуса
- 2 Изучить назначение и принцип работы элеватора

Место проведения исследования: индивидуальный тепловой пункт одного из учебных корпусов ФГБОУ ВО "Оренбургский государственный университет".

Абонентский ввод является узлом управления присоединенной к нему отопительной системы здания и служит для регулирования расхода и параметров теплоносителя в соответствии с режимом теплопотребления, учёта расхода тепла, распределения теплоносителя по отдельным веткам системы отопления, заполнения и опорожнения отопительной системы. От правильной эксплуатации индивидуального теплового пункта зависит нормальное теплоснабжение потребителя, т.е. нормальная работа местной системы отопления. Наличие в тепловой сети воды с температурой до 150 °С требует применения смесительных устройств, необходимых для снижения температуры теплоносителя, поступающего в местную систему отопления. Последнее достигается путём подмешивания обратной воды из местной системы отопления к горячей воде, поступающей из тепловой сети. Наиболее распространённым типом присоединения систем отопления жилых и общественных зданий к тепловым сетям является схема с водоводяным элеватором или смешивающим насосом. В тепловом узле одного из учебных корпусов установлен элеватор. Принцип работы элеваторного узла (рисунок 1) заключается в том, что горячая вода из подающей трубы теп-

лосети, проходя через элеватор, подсасывает охлаждённую воду из обратной трубы местной системы отопления и подаёт смешанную воду нужной температуры в местную отопительную систему.

При этом элеватор работает с определённым коэффициентом смещения U – отношение расхода подмешиваемой воды G_2 к расходу горячей воды G_1 , поступающей из подающей трубы тепловой сети (1):

$$U = \frac{G_2}{G_1} \quad (1)$$

Величину коэффициента смещения можно также определить по температурам горячей t_1 , обратной t_2 и смешанной t_3 воды (2):

$$U = 1,15 \frac{t_1 - t_3}{t_3 - t_2} \quad (2)$$

Горячая вода из тепловой сети поступает в трубопровод 1, на котором установлены: задвижки 2 и 9 для подключения ввода к тепловой сети, задвижки 5 и 8 для отключения местной системы отопления от оборудования ввода, грязевик 3 на падающей трубе, грязевик 11 на обратной трубе, элеватор 4 для смешивания горячей воды с обратной, регулятор расхода 6, термометры T_1 , T_2 , T_3 , манометры M_1 , M_2 , M_3 .

Давление в обратном трубопроводе местной системы отопления контролируется манометром M_3 . Перепад давлений в местной системе отопления контролируется по показаниям манометров M_2 , M_3 . Снимаются показания расходомеров 10 и 10" за определённый период времени.

По измеренным температурам t_1 , t_2 , t_3 определяется коэффициент смещения элеватора по формуле (2). По показаниям расходомеров определяем расход воды, циркулирующей в системе отопления. По значениям G_1 , G_2 определяется коэффициент смещения элеватора по формуле (1).

Пользуясь величиной полученного коэффициента смещения, можно проверить основные размеры элеватора. Диаметр горловины элеватора определяется по уравнению (3):

$$d_t = 8,5 \sqrt[4]{\frac{G_3^2}{P}} \quad (3)$$

Диаметр сопла элеватора равен (4):

$$d_c = \frac{d_T}{1 + u} \quad (4)$$

Разность давлений в тепловой сети перед элеватором, определяющая его нормальную работу, вычисляется по уравнению:

$$H = 1,4 \cdot P \cdot (1 + u)^2, \quad (5)$$

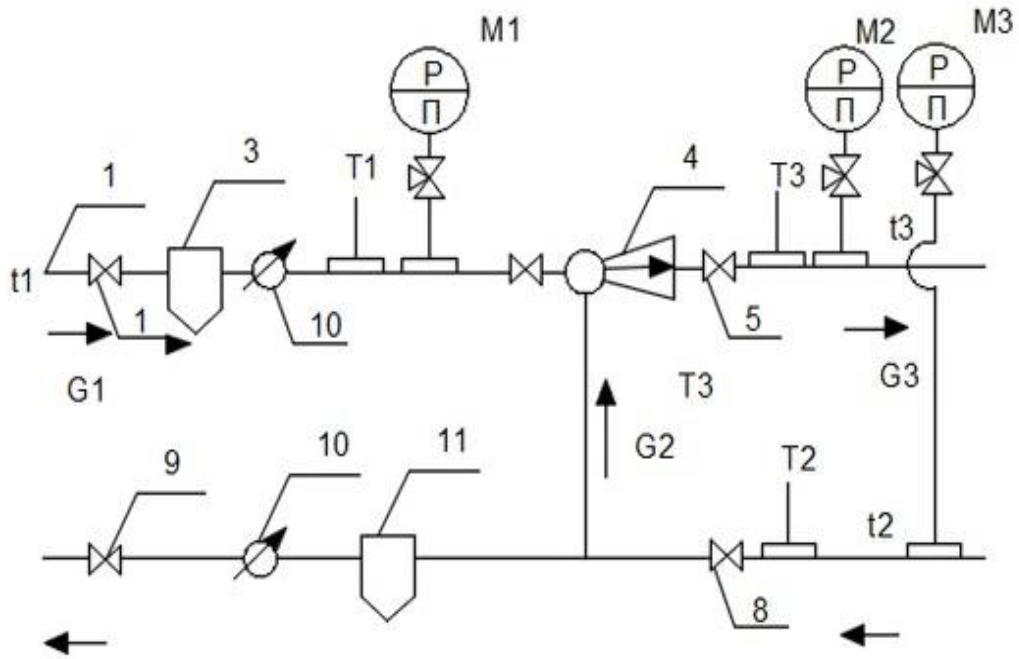
где u – коэффициент смещения, полученный при проведении лабораторной работы;
 P – сопротивление местной системы отопления, по данным разности показаний манометров M_2, M_3 , м.вод.ст;
 G_3 – расход воды, циркулирующей в системе отопления, т/ч.

КПД элеватора:

$$\eta = \frac{G_2 \cdot P}{G_1(H - P)} \cdot 100 \% \quad (6)$$

При проектировании основной расчётной характеристикой для подбора элеватора является коэффициент смещения U :

$$U = 1,15 \frac{t_1 - t_3}{t_3 - t_2} \quad (7)$$



1- подающий трубопровод; 2, 5, 8, 9- отключающие задвижки; 3,11- грязевик;
4- элеватор; 10, 10"- расходомер

Рисунок 1 - Схема индивидуального теплового пункта

Номер элеватора выбирается в зависимости от диаметра камеры смешения (горловины) d , мм:

$$d = 13,9 \sqrt[4]{\frac{Q_{\text{сист}}^2 (1 + U)^2}{(t_{\text{г}} - t_0)^2 P_{\text{ист}}}}, \quad (8)$$

где $Q_{\text{сист}}$ – тепловая мощность системы отопления, кВт;

$P_{\text{сист}}$ – суммарная потеря давления по длине расчётного циркуляционного кольца, кПа;

По найденному диаметру камеры смешения в таблице выбирается номер элеватора, и указываются его размеры (таблица 1) [1].

Диаметр сопла элеватора d , мм, определяется по формуле:

$$d_{\text{соп}} = 15,8 \sqrt[4]{\frac{Q_{\text{сист}}^2}{(t_c - t_0)^2 \Delta p_{\text{сист}}}} \quad (9)$$

$\Delta p_{\text{сист}}$ – располагаемая разность давлений воды в теплосети на вводе в здание, кПа.

Таблица 1 – Конструктивные характеристики элеватора типа 40С10бк-М

Номер элеватора	Диаметр камеры смещения, мм	Размеры элеватора, мм					Диаметр сопла, мм
		L	I	D ₁	D ₂	h	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	15	360	70	145	145	130	3-8
2	20	440	93	160	145	135	4-8
1	2	3	4	5	6	7	8
3	25	570	104	180	160	145	6-10
4	30	625	90	145	160	160	6-10
5	35	625	90	145	160	160	6-12
6	47	720	180	195	215	215	6-12
7	59	720	180	195	215	215	6-12

Порядок выполнения работы:

- 1 Ознакомиться с оборудованием индивидуального теплового пункта.
- 2 Снять показания манометров и термометров.
- 3 Вычислить коэффициент смещения элеватора.
- 4 Вычислить основные размеры элеватора.
- 5 Вычислить необходимый напор перед элеватором.
- 6 Определить КПД элеватора.

Исходные данные принимаются в соответствии с таблицей 2.

Таблица 2 – Исходные данные

№ Вари- анта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$G_1, \text{м}^3/\text{ч}$	5	7	9	11	13	15	17	19	21	3	25	27	29	31	33
$G_2, \text{м}^3/\text{ч}$	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
t_1	58	60	57	55	65	69	59	55	57	60	65	55	57	69	60
t_2	53	55	52	50	60	64	54	50	52	55	60	50	52	64	55
t_3	54	66	53	51	61	65	55	51	53	56	61	51	53	65	56
G_3	5,4	6,8	5,6	6,3	6,8	5,4	5,5	5,2	6,1	6,3	7,2	5,5	6,4	7,3	5,8
P	0,1	0,2	0,1	0,3	0,2	0,1	0,1	0,3	0,2	0,3	0,1	0,3	0,2	0,1	0,1

Контрольные вопросы :

- 1 Перечислить основные узлы теплового пункта.
- 2 Назначение тепловых пунктов в системе теплоснабжения.
- 3 Принцип работы водоструйного элеватора (достоинства, недостатки).
- 4 Порядок определения коэффициента смешения водоструйного элеватора.

1.2 Практическая работа № 2. Расчет воздушной завесы

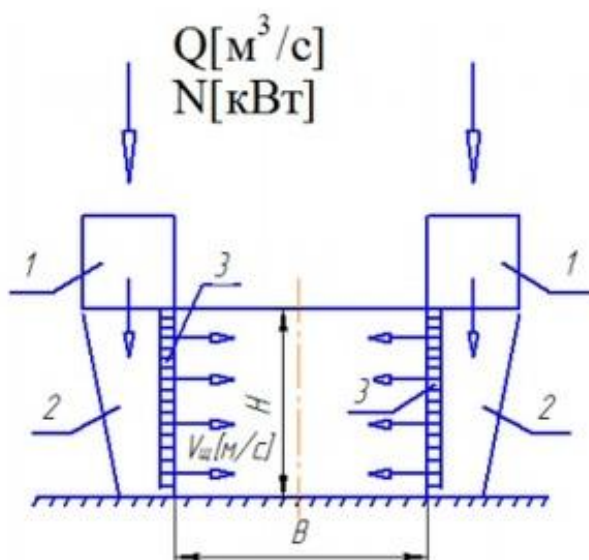
Цель работы: Изучить назначение воздушных завес, их виды и принцип работы.

Программа занятия:

- 1 Познакомиться с принципом действия воздушных завес
- 2 Изучить воздушные завесы различных типов

Воздушная или воздушно-тепловая завеса (с подогревом воздуха) – это устройство вентиляционного типа, предотвращающее резкое попадание (врывание) наружного воздуха в помещение через открытые проемы (двери, ворота).

Воздушно-тепловая завеса конструктивно представляет собой установку, предназначенную для подачи вентилятором нагретого в калорифере воздуха (рисунок 2) в воздухоподогревательные короба. Каждый короб имеет воздухоподогревательную щель. Воздух, выходящий из этой щели, перекрывает сечение дверного проема, предотвращая поступление холодного воздуха.



1- вентиляционный тепловой блок; 2- воздухоподогревательный короб; 3- воздухоподогревательная щель

Рисунок 2 - Конструктивная схема воздушной завесы

Стандартная воздушно-тепловая завеса имеет следующие конструктивные элементы: - вентиляционно-тепловой блок 1, оснащенный вентилятором, калорифер; - воздухораздаточный короб 2 с воздухораспределительной щелью 3, может быть изготовлен в шумозащитном исполнении из обычной или оцинкованной листовой стали.

Воздушно-тепловые завесы (воздушные завесы с подогревом воздуха) могут быть шиберного или смешивающего типа.

Завесы шиберного типа в результате частичного перекрытия проема воздушной струей снижают поступление наружного воздуха через открытый проем. В помещение поступает смесь подогретого и холодного наружного воздуха. Температура смеси должна соответствовать нормативным параметрам. Завесы смешивающего типа не создают дополнительного сопротивления на пути поступающего наружного воздуха, а осуществляют более эффективное смешивание его с нагретым воздухом. Завесы такого типа применяются у наружных дверей, вестибюлей общественных и административно-бытовых зданий, в зависимости от расчетной температуры наружного воздуха и количества проходящих людей через двери.

Воздушные и воздушно-тепловые завесы согласно СНиП 41-01-2003 [2] следует предусматривать:

- у постоянно открытых проемов в наружных стенах помещений, а также у ворот и проемов в наружных стенах, не имеющих тамбуров, которые открываются более пяти раз или не менее чем на 40 минут в смену в районах с расчетной температурой наружного воздуха минус 150 °С и ниже по параметру Б (приложение А) [3], характеризующий наружные метеорологические условия в зависимости от расположения предприятия;

- у наружных дверей, вестибюлей общественных и административно-бытовых зданий, в зависимости от расчетной температуры наружного воздуха по параметру Б (приложение А) [3] и числа людей, проходящих через двери в течение 1 часа:

- от минус 15 до минус 25 – 400 человек и более;
- от минус 26 до минус 40 – 250 человек и более;
- ниже минус 40 – 100 человек и более;

- у наружных дверей зданий, если к вестибюлю примыкают помещения без тамбура, оборудованные системами кондиционирования;

- у проемов, во внутренних стенах и перегородках производственных помещений, для предотвращения перетекания воздуха из одного помещения в другое;

- у ворот, дверей и проемов помещений с кондиционированием или по зданию на проектирование, или по специальным технологическим требованиям.

Завесы шиберующего типа

Принцип действия завес данного типа основан на использовании плоских воздушных струй, снижающих объем поступающего наружного воздуха через проем, частично шибируя или полностью перекрывая его.

При установке воздушно-тепловых завес шиберующего типа для уменьшения потерь тепла с частью воздушного потока, уходящего из помещения, целесообразно устанавливать тамбур, имеющий боковые стенки и перекрытие. Воздух, выпускаемый через щелевидные насадки под углом 30° к плоскости проема в направлении выхода. Двусторонние боковые завесы в сравнении с односторонними, более надежны в эксплуатации. Завесы с нижней подачей воздуха используются при ширине проема, намного большей, чем высота. Они более надежно предохраняют нижнюю часть помещения от поступления холодного воздуха.

Расчет завесы следует осуществлять при параметрах наружного воздуха Б. Методика расчета базируется на теории струйных течений с учетом экспериментальных коэффициентов.

Общий расход воздуха завесы, кг/ч, определяется по формуле:

$$G_3 = 5100q\mu_{\text{пр}}F_{\text{пр}}\sqrt{\Delta P\rho_{\text{см}}}, \quad (10)$$

где q – отношение расхода воздуха завесы к расходу воздуха, проходящего через проем (при работе боковой завесы рекомендуется принимать от 0,6 до 0,7, при работе нижней завесы – 1,0);

$\mu_{\text{пр}}$ – коэффициент расхода проема при работе завесы;

$F_{\text{пр}}$ – площадь открываемого проема оборудованного завесой, м^2 ;

ΔP – разность давлений воздуха с двух сторон наружного ограждения на уровне проема, оборудованного завесой, Па;

$\rho_{см}$ – плотность смеси подаваемого завесой и наружного воздуха, кг/м³.

Расчетная разность давлений, Па, составит:

$$\Delta P = 9,8h_{расч}(\rho_n - \rho_v) + k_1 c \frac{\rho_n v_n^2}{2}, \quad (11)$$

где $h_{расч}$ – расчетная высота, т. е. расстояние по вертикали от центра проема, оборудованного завесой, до уровня нулевых давлений, где давления снаружи и внутри здания равны (высота нейтральной зоны), м;

ρ_n – плотность воздуха при температуре наружного воздуха, кг/м³;

ρ_v – плотность воздуха, при средней по высоте помещений температуре внутреннего воздуха, кг/м³;

v_v – расчетная скорость ветра, значение которой принимается для холодного периода года;

c – расчетный аэродинамический коэффициент (таблица 3) [3];

k_1 – поправочный коэффициент на ветровое давление (таблице 4).

Таблица 3- Аэродинамический коэффициент

Схемы зданий, сооружений, элементов конструкций и ветровых нагрузок	Аэродинамический коэффициент c
1	2
Отдельно стоящие, плоские, сплошные конструкции.	

Продолжение таблицы 3

1	2
Вертикальные и отклоняющиеся от вертикальных не более чем на 15 ⁰ поверхности:	
наветренные	+ 0,8
подветренные	- 0,6

Таблица 4- Поправочный коэффициент на ветровое давление

Здание	k ₁
Без аэрационных проемов	0,2
С аэрационными проемами, закрытыми в холодный период года	0,5
С аэрационными проемами, открытыми в холодный период года	0,8

Отношение площади открываемого проема, оборудованного завесой, к суммарной площади воздуховыпускных щелей $F_{пр}/F_{щ}$ рекомендуется принимать от 20 до 30.

Температура воздуха завесы, °С, находится по формуле:

$$t_3 = t_n + \frac{t_{см} - t_n}{q(1 - Q)}, \quad (12)$$

где Q – отношение количества тепла, теряемого с воздухом, уходящим через открытый проем наружу, к тепловой мощности калориферов завесы.

Суммарная тепловая мощность калориферов воздушно-тепловой завесы, Вт, определяется по формуле:

$$Q_3 = 0,28G_3(t_3 - t_{\text{нач}}), \quad (13)$$

где $t_{\text{нач}}$ – температура воздуха, забираемого для завесы, °С (на уровне всасывающего отверстия вентилятора $t_{\text{нач}}$ принимается равной температуре смеси воздуха, поступающего в помещение; из верхней зоны – равной температуре воздуха в верхней зоне; снаружи – равной температуре наружного воздуха для холодного периода года).

Если в результате расчета t_3 окажется меньше $t_{\text{нач}}$, то необходимо применять завесы без калориферных секций.

Завесы смесительного типа

У входных дверей пристроенных помещений различного назначения целесообразно устраивать боковые двусторонние завесы смесительного типа, обеспечивающие заданную температуру воздуха в помещении.

Принцип работы данных завес основан на смешивании наружного воздуха, поступающего через открытый проем, с воздухом.

Разность давлений ΔP , обеспечивающая движение воздуха через проем, определяется с учетом ветрового давления по формуле (14). При отсутствии полных исходных данных ΔP рекомендуется рассчитывать приближенно по формуле, Па:

$$\Delta P = 9,8h_{\text{расч}}(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}), \quad (14)$$

где значение $h_{\text{расч}}$ вычисляют, м, в зависимости от этажности здания по следующим формулам:

– для зданий с числом этажей три и меньше:

$$h_{\text{расч}} = h_{\text{л.к}} - 0,5h_{\text{дв}} \quad (15)$$

– для зданий с числом этажей больше трех:

$$h_{расч} = 0,5(h_{л.к} + 2h_{эт} - h_{дв}), \quad (16)$$

где $h_{л.к}$ – высота лестничной клетки от планировочной отметки земли, м;

$h_{дв}$ – высота створки входных дверей, м;

$h_{эт}$ – полная (от уровня пола предыдущего до уровня пола последующего этажа) высота одного этажа, м.

Расход воздуха, кг/ч, для воздушно-тепловой завесы смешивающего типа определяется по формуле:

$$G_3 = \frac{5100k_2\mu_{вх}F_{вх}(t_{см} - t_{н})\sqrt{\Delta P\rho_{н}}}{t_3 - t_{см}}, \quad (17)$$

где $\mu_{вх}$ – коэффициент расхода входа, зависящий от его конструкции (таблица 6);

k_2 – поправочный коэффициент, который учитывает число проходящих людей, место забора воздуха для завесы и тип вестибюля (таблица 5) [4];

$F_{вх}$ – площадь одной открываемой створки наружных входных дверей, м².

Таблица 5 - Поправочный коэффициент, который учитывает число проходящих людей, место забора воздуха для завесы и тип вестибюля

Место за- бора воз- духа и тип вестибюля	Двери	Значение К при числе людей $n_{л}$ проходящих че- рез вход в здание за 1 час				
		100	200	300	400	500
1	2	3	4	5	6	7
Из откры- того ве- стибюля	одинарные	0,05	0,10	0,15	0,2	0,25
	двойные	0,04	0,08	0,11	0,15	0,19
	вращающиеся, или тройные	0,03	0,06	0,08	0,11	0,14

Продолжение таблицы 5

1	2	3	4	5	6	7
Из закрытого вестибюля	одинарные	0,05	0,09	0,14	0,18	0,22
	двойные	0,03	0,07	0,10	0,14	0,17
	вращающиеся, или тройные	0,02	0,05	0,07	0,10	0,12
С наружи при открытом вестибюле	одинарные	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20
	двойные	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15
	вращающиеся, или тройные	0,02	0,04	0,07	0,09	0,11
С наружи при закрытом вестибюле	одинарные	0,04	0,07	0,11	0,14	0,17
	двойные	0,03	0,05	0,08	0,11	0,13
	вращающиеся, или тройные	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10

Таблица 6 - Коэффициент расхода для завес смесительного типа

Конструкция входа	$\mu_{вх}$
1	2
Одинарные двери	0,7
Двойные двери с тамбуром, прямой проход	0,65
Тройные двери с тамбуром, прямой проход	0,6
Двойные двери с тамбуром, зигзагообразный проход	0,55
Тройные двери с тамбуром, зигзагообразный проход	0,4
Вращающиеся двери	0,1

Рассчитать боковую двустороннюю завесу и подобрать типовое решение, если завеса установлена у распашных ворот, размером a и b , в одноэтажном производственном помещении высотой h , имеющим зенитные фонари, закрытые в холодный период года. Ворота установлены с подветренной стороны.

Таблица 7 – Исходные данные

№ варианта	Город	a , м	b , м	h , м
1	Нижний Новгород	3,6	4,0	2,4
2	Барнаул	4,0	3,9	3,0
3	Волгоград	2,5	3,6	3,2
4	Екатеринбург	3,9	4,3	2,6
5	Златоуст	4,2	4,5	2,8
6	Иваново	3,5	3,8	3,2
7	Красноярск	3,0	3,6	2,4
8	Махачкала	2,9	3,2	2,5
9	Николаев	4,8	5,0	3,0
10	Оренбург	5,0	5,2	3,2
11	Пермь	2,6	3,0	2,7
12	Рязань	4,0	4,5	3,5
13	Сочи	4,9	5,0	3,2
14	Томск	3,7	4,0	3,4
15	Челябинск	5,5	5,0	3,7

Контрольные вопросы:

1 Объясните целесообразность применения нагретого воздуха для целей отопления помещения.

2 Дайте характеристику применяемым системам воздушного отопления в зданиях различного назначения с точки зрения энергосбережения и комфортности.

3 Охарактеризуйте известные отечественные и зарубежные модели отопительных агрегатов.

4 Проанализируйте назначение воздушно-тепловых завес в зданиях различного назначения.

5 Проанализируйте методику расчета ВТЗ.

1.3 Практическая работа № 3. Расчет годового отпуска теплоты

Цель работы: Получить практические навыки определения годового расхода теплоты.

Программа занятия:

- 1 Определить годовые расходы теплоты на коммунально-бытовые нужды
- 2 Определить годовые расходы на отопление, вентиляцию и ГВС

Теплоснабжение - это система, обеспечивающая тепловой энергией здания и сооружения, предназначенная для поддержания теплового комфорта пребывающих в них людей.

Потребителями тепловой энергии системы теплоснабжения являются:

- теплоиспользующие системы зданий (системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения);
- технологические энергоустановки.

По режиму потребления тепловой энергии в течение года выделяют две группы потребителей:

- сезонные, нуждающиеся в тепловой энергии только в холодный период года;
- круглогодичные, нуждающиеся в тепловой энергии весь год.

В зависимости от соотношения и режимов отдельных видов теплопотребления выделяют три характерные группы потребителей:

- жилые помещения (сезонные расходы тепла на отопление и вентиляцию и круглогодичный - на горячее водоснабжение);
- общественные помещения (сезонные расходы тепла на отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха);

- промышленные помещения и сооружения, в том числе сельскохозяйственные комплексы (все виды теплоснабжения, количественное отношение между которыми определяется видом производства).

Выделяют два вида теплоснабжения – централизованное и децентрализованное. При децентрализованном теплоснабжении источник тепловой энергии и потребитель находятся в непосредственной близости относительно друг друга. Системы коммуникаций отсутствуют. Децентрализованное теплоснабжение подразделяется на местное (котельная) и индивидуальное (теплоснабжение от котлов в квартирах).

В зависимости от степени централизации системы централизованного теплоснабжения (ЦТС) можно подразделить на четыре вида:

- 1 Групповое теплоснабжение – ТС группы зданий
- 2 Районное – ТС городского района
- 3 Городское – ТС города
- 4 Межгородское – ТС нескольких городов

Процесс централизованного теплоснабжения включает в себя три этапа – подготовка теплоносителя, транспорт теплоносителя и реализация теплоносителя.

Подготовка теплоносителя осуществляется на энергоустановках ТЭЦ и котельных. Транспорт теплоносителя осуществляется за счет использования тепловых линий. Реализация теплоносителя осуществляется на теплоснабжающих установках.

Комплекс установок, необходимой для подготовки, транспорта и реализации теплоносителя, называется централизованной системой теплоснабжения.

Выделяют два основных вида потребления тепловой энергии:

- 1 Создание комфортных условий труда и быта (коммунально-бытовая нагрузка).

Относится потребление воды на нужды отопления, вентиляции, горячего водоснабжения, кондиционирования.

- 2 Выпуск продукции заданного качества (технологическая нагрузка).

По температурному уровню тепловая энергия подразделяется на:

- низкопотенциальную, температура до 150 °С;
- среднепотенциальную, температура от 150 °С до 400 °С;
- высокопотенциальную, температура выше 400 °С.

Коммунально-бытовая нагрузка относится к низкопотенциальному температурному уровню.

Максимальная температура в тепловых сетях не может превышать 150 °С (в подающем трубопроводе), минимальная – 70 °С .

Для обеспечения технологической нагрузки используется водяной пар давлением до 1,4 МПа.

В качестве источников тепловой энергии применяются теплоподготовительные установки на ТЭЦ и котельных. На ТЭЦ осуществляется комбинированная выработка тепловой энергии и электрической на базе теплофикационного цикла. Раздельная выработка тепловой и электрической энергии осуществляется в котельных установках и на конденсационных электростанциях. При комбинированном процессе генерации энергии суммарный расход топлива меньше, чем при раздельной.

Тепловую нагрузку можно подразделить на сезонную и круглогодичную. Изменение сезонной нагрузки зависит от климатических параметров – температура наружного воздуха, влажность, скорость ветра, солнечной радиации и т.д.

Главную роль играет изменение температуры наружного воздуха. Сезонная нагрузка имеет относительно стабильный суточный график и переменный годовой.

К сезонной нагрузке относится нагрузка на отопление, вентиляцию (зимние нагрузки), кондиционирование (летняя нагрузка). Круглогодичная нагрузка – это нагрузка на нужды горячего водоснабжения технологическая нагрузка.

График технологической нагрузки зависит от характера производства. График нагрузки горячего водоснабжения зависит от типа здания, населения, режима работы коммунальных предприятий. Технологическая нагрузка и нагрузка горячего водоснабжения не зависят от времени года.

Годовой расход теплоты, Вт·ч, на коммунально-бытовые нужды определяется по формуле:

$$\sum Q^{\text{год}} = Q_0^{\text{год}} + Q_{\text{вент}}^{\text{год}} + Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}}, \quad (18)$$

где $\sum Q^{\text{год}} = Q_0^{\text{год}} + Q_{\text{вент}}^{\text{год}} + Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}}$ - годовые расходы теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение, Вт·ч;

Годовой расход теплоты на отопление определяется по формуле:

$$Q_0^{\text{год}} = Q_{\text{от}} \cdot n_0 \quad (19)$$

Годовой расход теплоты на вентиляцию определяется по формуле:

$$Q_{\text{вент}}^{\text{год}} = \frac{Q_{\text{вент.ср}} \cdot n_0 \cdot z}{24} \quad (20)$$

Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение определяется по формуле:

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}} = Q_{\text{ГВС}} \cdot n_0 + Q_{\text{ГВС}}^s \cdot (8400 - n_0), \quad (21)$$

где $Q_{\text{от}}$, $Q_{\text{вент.ср}}$ - средние за отопительный период тепловые потоки на отопление и вентиляцию, Вт, определяются по формулам:

$$Q_{\text{от}} = Q_0 \max \frac{t_i - t_{\text{от}}}{t_i - t_0}, \quad (22)$$

$$Q_{\text{вент ср}} = Q_{\text{вент max}} \frac{t_i - t_{\text{от}}}{t_i - t_0}, \quad (23)$$

где $t_{\text{от}}$ - средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °С;

n_0 - продолжительность отопительного периода, ч;

z - усредненное за отопительный период число часов работы системы вентиляции общественных зданий в течение суток.

При определении расхода тепловой энергии за конкретный месяц года расход теплоты на отопление и вентиляцию определяется по среднемесячным наружным температурам $t_m^{\text{мес}}$.

Расходы теплоты, Вт·ч, на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение определяются по формулам:

$$Q_o^{\text{мес}} = Q_{o \text{ ср}}^{\text{мес}} \cdot n_0^{\text{мес}}, \quad (24)$$

$$Q_{\text{вент}}^{\text{мес}} = Q_{\text{вент ср}}^{\text{мес}} \cdot n_{\text{вент}}^{\text{мес}}, \quad (25)$$

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{мес}} = Q_{\text{ГВС ср}}^{\text{мес}} \cdot n_{\text{ГВС}}^{\text{мес}}, \quad (26)$$

где $Q_{o \text{ ср}}^{\text{мес}}$, $Q_{\text{вент ср}}^{\text{мес}}$, $Q_{\text{ГВС ср}}^{\text{мес}}$ - среднемесячный расход теплоты на отопление и вентиляцию, Вт;

$n_0^{\text{мес}}$, $n_{\text{вент}}^{\text{мес}}$, $n_{\text{ГВС}}^{\text{мес}}$ - продолжительность работы систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в течение месяца, ч.

Известны максимальные тепловые нагрузки потребителей жилого района города, потери в тепловых сетях составляют x %. Усредненное за отопительный период число часов работы системы вентиляции общественных зданий в течение суток $n_{\text{вент}}$, ч.

Определить:

1) Расход теплоты по всем видам теплового потребления за самый холодный и самый жаркий месяц года

2) Суммарный расход теплоты для самого холодного и самого жаркого месяца года

3) Годовой расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение

4) Расход теплоты за холодный и теплый период года

5) Суммарный годовой расход тепловой энергии

Таблица 8 – Исходные данные

№ Варианта	Город	Q_{0max} , МВт	Q_{vmax} , МВт	Q_{hmax} , МВт	x, %	n_v , ч
1	Брест	80	15	27	10	5
2	Могилев	55	27	45	7	10
3	Гродно	70	25	35	13	12
4	Гомель	85	30	30	12	7
5	Витебск	77	20	33	11	13
6	Тагил	57	17	37	9	8
7	Самара	67	23	40	14	6
8	Николаев	60	10	43	8	14
9	Киров	50	13	25	6	11
10	Иваново	65	8	47	12	9
11	Петрозаводск	80	15	35	14	7
12	Уральск	77	23	40	15	10
13	Новороссийск	68	26	42	10	9
14	Архангельск	69	30	22	12	6
15	Великие Луки	75	25	35	8	10

Контрольные вопросы:

1 Что представляет собой система теплоснабжения ?

2 Какие виды систем теплоснабжения Вам известны ? Охарактеризуйте их, укажите достоинства и недостатки.

3 Назовите режимы потребления тепловой энергии в течение года.

4 Перечислите основные категории потребителей тепловой энергии.

5 Как определяются годовые расходы теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

1.4 Практическая работа № 4. Изучение адиабатического процесса обработки воздуха водой в камере орошения

Цель работы: Изучить физические принципы обработки воздуха в оросительной камере, а также процесса адиабатического охлаждения и увлажнения воздуха при установившемся режиме работы.

Программа занятия:

Исследовать процесс адиабатического охлаждения и увлажнения воздуха в камере орошения.

Камерой орошения - называется теплообменник аппарат, применяемый для осуществления процесса термодинамической обработки воздуха.

Обработка воздуха выполняется при контакте с капельками воды, разбрызгиваемыми в пространстве. За счет распыления капель воды создается большая площадь контакта воды с воздухом. Распыление 1 кг воды на капельки диаметром 1 мм создает площадь контакта диаметром 6 метров. Во внутреннем объеме камеры, установлены 2-3 распределительных коллектора, к которым приварены вертикальные стояки с закрепленными на них форсунками. Число устанавливаемых распределительных коллекторов (рядов форсунок) определяется типом камеры орошения - одно-, двух- или трехрядная. Разбрызгиваемая вода подводится к форсункам под давлением; при этом вид форсунки и диаметр выпускного отверстия определяется диаметром капель, в значительной степени определяющий эффективность процесса орошения. Расположение форсунок обуславливает орошение всего поперечного сечения камеры орошения. Проходящий через орошающее пространство воздух вступает в контакт с капельками воды. В зависимости от температуры орошаемой воды выполняется процесс обработки воздуха. Разбрызгиваемая вода выпадает конденсатом в специально предназначенный для этого поддон, размещенный в камере орошения. Вода из поддона в за-

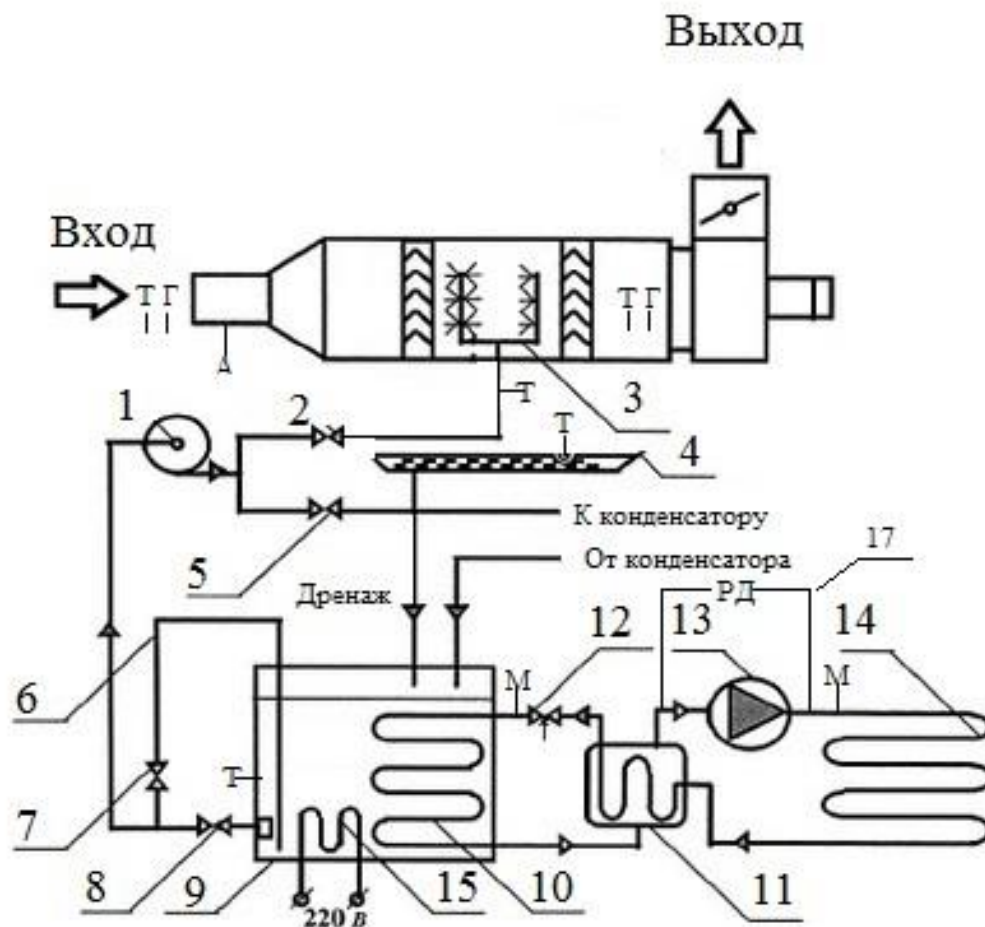
висимости от режима работы камеры орошения насосом подается в систему холодоснабжения для охлаждения или повторно подается на форсунки в режиме адиабатического увлажнения. Чтобы не засорять форсунки, вода из поддона проходит систему фильтрации.

Поперечное сечение камеры орошения в начале и конце ее по направлению движения воздуха перекрывается пластинчатым сепаратором, предназначенным для предотвращения забора капель жидкости потоком воздуха за пределы камеры орошения. Первый сепаратор на входе в камеру орошения играет роль направляющих пластин, выравнивающий воздушный поток по ее сечению. Для очищения поддона и камеры орошения предусматривает сливную систему.

Лабораторный стенд является моделью горизонтальной двухрядной форсуночной камеры орошения, которая осуществляет политропный и адиабатный процесс обработки воздуха. Схема экспериментальной установки представлена на рисунке 3.

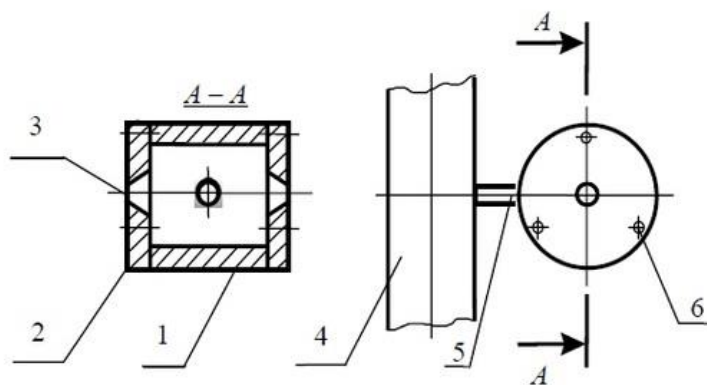
Установка выполнена из горизонтальной двухрядной камеры орошения, верхняя часть которой покрыта стеклом, для визуального контроля за протекающими процессами. На стояках 6 (рисунок 5) установлены тангенциальные широкофакельные форсунки, рисунок 4.

Диаметр выходного отверстия форсунок составляет 1 мм. Количество форсунок в ряду – 6 штук.



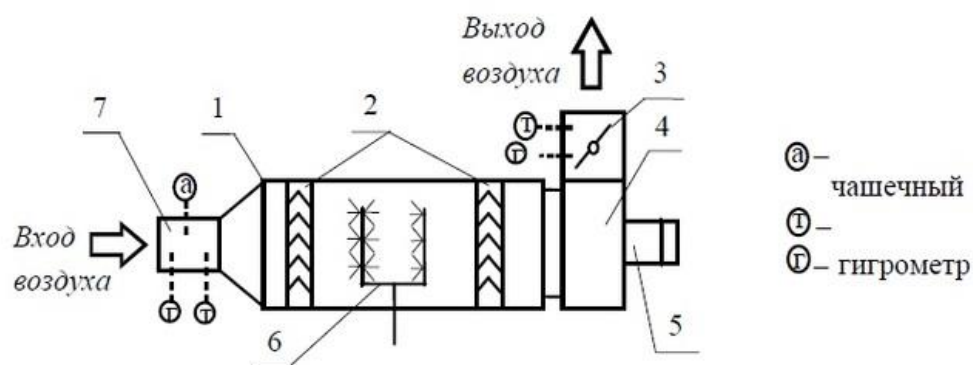
1 – насос центробежный; 2, 5 – вентиль запорно-регулирующий; 3 – стояк форсуночный; 4 – поддон; 6 – линия дренажная водяная; 7, 8 – вентиль запорный; 9 – бак водяной; 10 – испаритель; 11 – теплообменник; 12 – вентиль терморегулирующий; 13 – компрессор; 14 – конденсатор; 15 – электроводонагреватель; 16 – манометр фреоновый; 17 – реле давления; А- анемометр, Т-термометр, М-манометр, Г-гигрометр

Рисунок 3 – Схема разводки водяных и фреоновых трубопроводов



1 – корпус; 2 – крышка торцевая; 3 – отверстие тангенциальное; 4 – стояк форсуночный; 5 – трубка соединительная; 6 – болт стяжной

Рисунок 4- Форсунка тангенциальная широкофакельная односторонняя



1 – корпус; 2 – каплеуловитель; 3 – заслонка воздушная; 4 – вентилятор; 5 – электродвигатель; 6 – стояк форсуночный; 7 – всасывающий воздуховод

Рисунок 5- Камера орошения

Первый ряд форсунок распыляет воду по направлению движения воздуха и против него, второй ряд – только в противоположном направлении. Подача воды к форсункам выполняется за счет использования центробежного насоса 1 (рисунок 3). Для сбора конденсата выполнен поддон 4, сообщающийся с емкостью, изготовленной в виде бака для воды 9. Для заправки и опорожнения водяного бака предусмотрена дренажная система 6. Для увеличения температуры воды, подаваемой к форсункам, в водяном баке предусмотрен водонагреватель 15,

представляющий собой электрический спиралевидный нагревательный элемент мощностью 3,1 кВт, способный нагревать воду до необходимой температуры. Охлаждение воды достигается в холодильной машине, включающий в себя компрессор 13, испаритель 10, воздушный конденсатор 14, регенеративный теплообменник 11 и терморегулирующий вентиль 12. Холодильная машина имеет контрольно-измерительную аппаратуру, манометр 16 и прибор защиты 17 (реле низкого и высокого давлений).

Вынужденное движение воздуха сквозь камеру орошения достигается за счет использования центробежного вентилятора 4 (рисунок 5). Для изменения расхода воздуха сквозь оросительную камеру имеется воздушная заслонка 3, позволяющая регулировать сечение нагнетательного воздуховода в пределах от 0 % до 100%. Для предотвращения уноса воды, разбрызгиваемой в камере орошения, предусмотрена система каплеуловителей 2, состоящая из ряда Г-образных пластин, соединенных между собой. Установка оснащена контрольно-измерительной аппаратурой, обеспечивающей контроль всех необходимых параметров. На рисунке 6 представлена схема расположения медь-константановых термопар, необходимых для контроля следующих параметров:

- термопара № I, III – температуру воздуха по «сухому» термометру t_c на входе и выходе из камеры орошения, °С;

- термопара № II, IV – температуру воздуха по «мокрому» термометру t_m на входе и выходе из камеры орошения, °С;

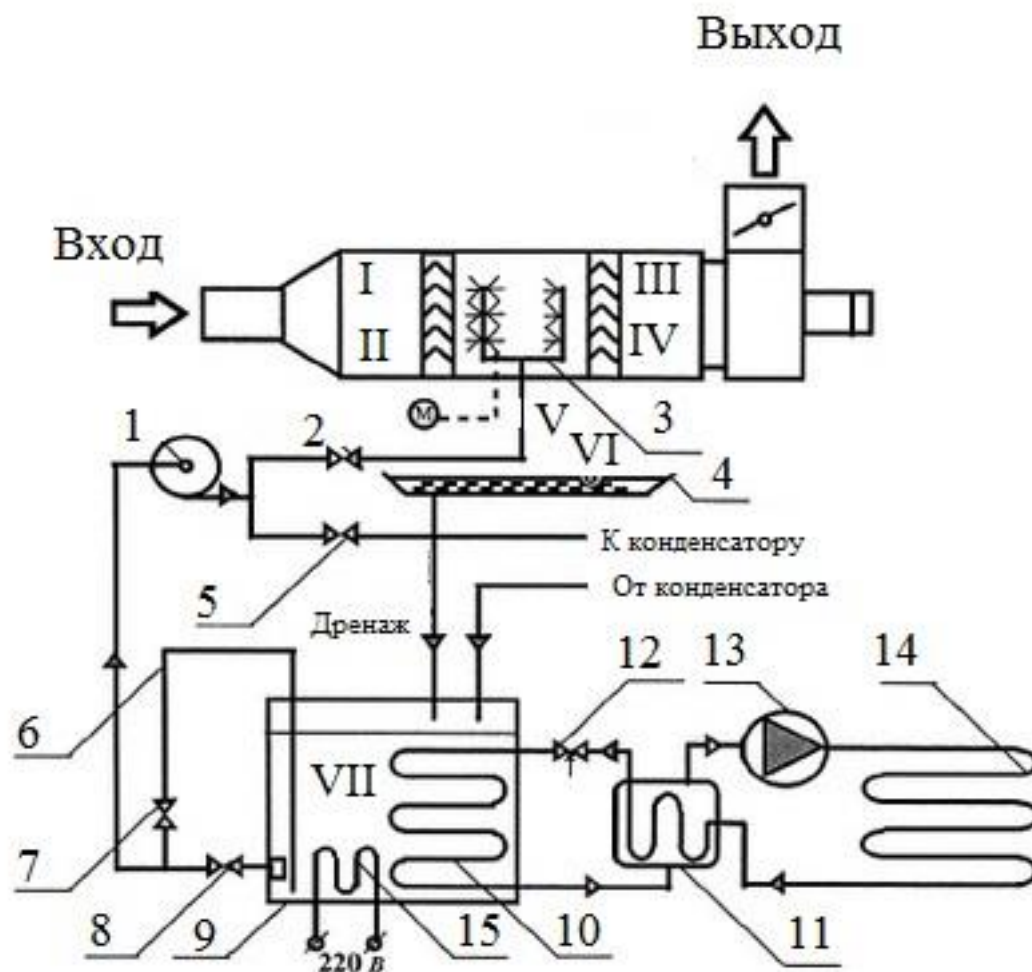
- термопара № V – температуру воды t_w , поступающей в камеру орошения, °С;

- термопара № VI – температуру воды t_w , выходящей из камеры, °С;

- термопара № VII – температуру воды t_w , находящуюся в водяном баке, °С

Термопары работают в комплекте с УКТ-38.

Для комфортного обслуживания лабораторного стенда имеется панель управления. На ней располагаются выключатели насоса и водонагревателя, сигнальные лампы и многозональный измеритель-регулятор температур УКТ-38.



1 – насос центробежный; 2, 5 – вентиль запорно-регулирующий; 3 – стояк форсуночный; 4 – поддон; 6 – линия дренажная водяная; 7, 8 – вентиль запорный; 9 – бак водяной; 10 – испаритель; 11 – теплообменник; 12 – вентиль терморегулирующий; 13 – компрессор; 14 – конденсатор; 15 – электроводонагреватель; I, III – температура воздуха по «сухому» термометру t_c на входе и выходе камеры, II, IV – температура воздуха по «мокрому» термометру t_m на входе и выходе камеры, V – температура воды t_w , поступающей в камеру орошения, VI – температура воды t_w , выходящей из камеры, VII – температура воды t_w , находящейся в водяном баке

Рисунок 6 – Расположение термопар

Скорость воздуха, проходящего сквозь камеру орошения, определяется с помощью чашечного анемометра, находящегося во всасывающем воздуховоде 7

(рисунок 5), используя приложение Б [5]. Массовый расход воды определяется весовым методом, путем заполнения емкости за определенный период времени.

Принцип работы камеры орошения в режиме адиабатического охлаждения и увлажнения воздуха. Водяной бак 9 (рисунок 6) заполнен водой примерно на 40 литров. Из бака по всасывающему трубопроводу, минуя приемную сетку и запорный вентиль 8, через нагнетательный трубопровод и запорно регулируемую арматуру 2 вода подается центробежным насосом 1 к форсункам, при этом запорная арматура 5 (линия обратного водоснабжения автономного кондиционера КТА1-2-04) и 7 (линия опорожнения бака) перекрыты. После контакта с воздухом вода выпадает в поддон 4. Для изменения количества распыляемой форсунками воды (изменения коэффициента орошения) в адиабатическом режиме применяется запорно-регулирующая арматура 2 (запорная арматура 8 открыт).

Таким образом, в результате продолжительного контакта воды, циркулирующей по замкнутому контуру, с воздухом при постоянных начальных параметрах, температура воды приближается к температуре, близкой к температуре «мокрого» термометра обрабатываемого воздуха. Процесс обработки воздуха в таком режиме работы каперы орошения достигается при $i = \text{const}$.

Порядок проведения практической работы

Подготовка установки к работе в режиме адиабатного увлажнения воздуха выполняется в следующем порядке:

- 1 Подается питание на установку
- 2 Заливают бак обратного водоснабжения 9 (рисунок 6) водой на 1/4 объема (до 40 л)
- 3 Полностью открывают запорно-регулирующую арматуру 2 и запорную арматуру 8 (запорные клапана 5 и 7 закрыты), (рисунок 6)
- 4 Подают питание на насос 1 (рисунок 6)
- 5 Подают питание на центробежный вентилятор
- 6 Установка выходит в стационарный режим (от 15 минут до 20 минут), (рисунок 6)

7 Запускают УКТ-38.

8. Снимают показания контрольно-измерительной аппаратуры (рисунок 6)

Перед выполнением практической работы выполняют расстановку студентов по местам замеров параметров и выбирают ответственного. По команде ответственного производятся измерение параметров воздуха (температуры воздуха по «сухому» и «мокрому» термометрам, скорость воздуха, температуру воды на входе и выходе из камеры орошения, давление воды). При смене режимов работы оросительной камеры (изменение расходов сред) особое внимание следует уделить, выполнению замеров в установившемся режиме. Так как, процесс адиабатического охлаждения воздуха в камере орошения характеризуется большой степенью инертности, негативным последствием является изменение начальных параметров воздуха

В ходе выполнения практической работы первоначально устанавливаются максимально допустимый расход воздуха через камеру орошения заслонкой 3 (рисунок 5) и максимально допустимый расход воды запорно-регулирующей арматурой (рисунок 3). Для достижения другого режима работы камеры последовательно изменяют расход воды и воздуха, изменяя, тем самым коэффициент орошения. Измерения выполняются последовательно с интервалом в 5 минут. По полученным результатам делают вывод о стационарности режима обработки воздуха.

При исследовании процессов обработки воздуха в камере орошения определяются следующие параметры:

- 1) объемный расход воды, проходящей сквозь установку;
- 2) температуру воздуха $t_{в.к}$, поступающего в установку, и выходящего из неё, по «сухому» и «мокрому» термометру, °С;
- 3) скорость воздуха;
- 4) температуру воды $t_{вн}$, поступающей в установку, и температуру воды $t_{вк}$, выходящую из неё, °С;
- 5) давление воды p_w перед форсунками, Па.

Обработка результатов измерений

1 Определяют объемный расход воздуха L_B (в $\text{м}^3/\text{с}$):

$$L_B = \omega_B F_K, \quad (27)$$

где ω_B – линейная скорость воздуха на замеряемом участке, м/с приводится график зависимости числа делений анемометра в секунду n от скорости направленного воздушного потока ω , м/с);

F – площадь для прохода воздуха измерительного участка лабораторного стенда, на котором установлен чашечный анемометр, м^2 ($F_K = 0,0196 \text{ м}^2$).

2 Определяют массовый расход воздуха G_B (в кг/с):

$$G_B = L_B \rho_B, \quad (28)$$

где ρ_B – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$.

3 Определяют массовую скорость $\omega_B \rho_B$ прохода воздуха через оросительную камеру (в $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$), используя формулу:

$$\omega_B \rho_B = \frac{G_B}{F} \quad (29)$$

Массовый расход воздуха относится к поперечному сечению оросительной камеры ($F = 0,116 \text{ м}^2$).

4. Определяют расход воды G_W (в кг/с) проходящую через оросительную камеру:

$$G_W = \frac{V \rho}{\tau}, \quad (30)$$

где V – объем воды в емкости, м^3 ;

ρ – плотность воды, кг/м³ ;

τ – время заполнения емкости, с.

5 Определяют удельный расход воды через форсунки по формуле:

$$g_{\phi} = \frac{G_B}{n}, \quad (31)$$

где n – число форсунок.

6 Определяют эффективность изохлальной процесса, которая зависит от скорости обрабатываемого воздуха, плотности воздуха, коэффициента орошения, количества форсунок в камере орошения, диаметра выходного отверстия форсунки, направления потока обрабатываемого воздуха и оценивается коэффициентом эффективности E_a :

$$E_a = \frac{t_{B.H} - t_{B.K}}{t_{B.H} - t_{B.M}}, \quad (32)$$

где $t_{B.H}$, $t_{B.K}$ – соответственно температуры воздуха по «сухому» термометру начального и конечного состояний, °С;

$t_{B.M}$ – температура воздуха по «мокрому» термометру, °С.

В практической работе для установившегося адиабатического режима работы оросительной камеры определяют значения фактического коэффициента эффективности процесса E_a^{ϕ} , а также значения массовой скорости прохода воздуха $w_{B.P_B}$ (в кг/(м²·с)) и коэффициента орошения μ (кг/кг).

Значение фактического коэффициента эффективности процесса E_a^{ϕ} сравнивают со значением E_a^{\exists} , полученным по эмпирической зависимости

$$E_a^{\exists} = 0,423(\omega_B \rho_B)^{0,427} \mu^{0,68}, \quad (33)$$

$$E_a = \frac{E_a^\phi - E_a^э}{E_a^\phi} 100\% \quad (34)$$

7 Определяют значение коэффициента орошения μ (кг/кг) по эмпирической формуле:

$$\mu = 2,89\gamma x(\omega_B \rho_B)^{-0,565} \left(\log \frac{1}{1 - E_a} \right)^{1,13}, \quad (35)$$

где x, y – поправочные коэффициенты (для нашего случая $x = 0,28, y = 0,61$).

E_a – коэффициент эффективности камеры орошения, определяемый по формуле (2.24).

8 По полученным для отдельных режимов значениям коэффициента орошения μ и фактического коэффициента эффективности строят зависимость $E_a^\phi = f(\mu)$ и определяют количество испарившейся в воздух влаги g_w (в кг/с):

$$g_w = G_B(d_K - d_H), \quad (36)$$

где d_H, d_K – влагосодержание воздуха соответственно в начале и конце процесса его обработки, г/кг.

Таблица 9 – Параметры воздуха

№ ва- риан- та	Вре- мя	Параметры воздуха						Параметры воды	
		на входе в камеру			на выходе из камеры			на входе в ка- меру	на вы- ходе из каме- ре- ру
		τ , МИН	$t_{в.н.с.}^{\circ C}$	$t_{в.н.м.}^{\circ C}$	$\varphi_{в.н.}$ %	$t_{в.к.с.}^{\circ C}$	$t_{в.к.м.}^{\circ C}$	$\varphi_{в.к.}$ %	$t_{вн.}^{\circ C}$
1	2	25,0	25,3	60	13,0	13,3	90	5,0	2,3
2	3	27,0	27,2	57	15,0	15,2	95	7,0	4,2
3	4	26,0	26,4	62	14,0	14,4	92	6,0	3,4
4	3	25,5	25,9	59	13,5	13,9	93	5,5	2,9
5	5	26,3	26,8	55	14,3	14,8	90	6,3	3,8
6	7	25,9	26,2	63	13,9	14,2	94	5,9	3,2
7	6	27,2	27,6	59	15,2	15,6	91	7,2	4,6
8	4	25,4	25,8	50	13,4	13,8	92	5,4	2,8
9	3	25,0	25,4	64	13,0	13,4	95	5,0	2,4
10	2	26,5	27,0	62	14,5	15,0	93	6,5	4,0
11	5	26,9	27,3	53	14,9	15,3	90	6,9	4,3
12	7	25,8	26,2	55	13,8	14,2	92	5,8	3,2
13	6	26,7	27,3	57	14,7	15,3	95	6,7	2,3
14	4	27,0	27,4	68	15,0	15,4	94	7,0	3,4
15	3	25,7	26,0	59	13,7	14,0	93	5,7	2,0

Таблица 10 – Исходные данные

№ варианта	w_B , м/с	F , м ²	V , м ³	n , шт
1	0,1	0,0196	10	8
2	0,2	0,0185	5	5
3	0,3	0,0174	15	12
4	0,4	0,0165	12	10
5	0,5	0,0193	7	9
6	0,6	0,0158	9	11
7	0,7	0,0174	13	17
8	0,8	0,0163	5	10
9	0,9	0,0195	8	15
10	1,0	0,0182	14	20
11	0,3	0,0167	12	18
12	0,6	0,0199	16	22
13	0,5	0,0168	17	25
14	0,7	0,0159	20	30
15	0,9	0,0189	11	20

Контрольные вопросы:

- 1 Что такое адиабатический процесс обработки воздуха водой?
- 2 Что такое коэффициент эффективности камеры орошения?
- 3 От чего зависит коэффициент эффективности камеры орошения?
- 4 Как рассчитывают тепло- и влагообмен между воздухом и водой?
- 5 Как изображается в i, d -диаграмме адиабатический процесс?
- 6 Как определяют расход воды и воздуха?
- 7 Как определяют давление воды перед форсунками?

1.5 Практическая работа № 5. Изучение параметров состояния влажного воздуха

Цель работы:

- 1 Опытным путем определить характеристики влажного воздуха
- 2 Получить навыки работы с $i-d$ – диаграммой влажного воздуха

Программа занятия:

- 1 Познакомиться с принципом действия и устройством приборов для замера параметров воздуха
- 2 Провести измерения температуры «сухим» и «мокрым» термометрами в указанном преподавателем помещении
- 3 Используя $i-d$ – диаграмму, определить характеристики влажного воздуха
- 4 Оценить погрешность найденных величин по $i-d$ – диаграмме и психрометрической таблице
- 5 Показать на $i-d$ - диаграмме процессы приведения состояния в комфортные условия, рассчитать требуемое количество тепла и влаги

Объектом исследования является воздух в производственном помещении, предметом исследования – основные характеристики влажного воздуха.

Влажный воздух – представляет собой смесь сухого воздуха и водяного пара. При определенных параметрах, кроме водяного пара, в воздухе может присутствовать жидкая или твердая фазы. В естественных условиях воздух всегда содержит водяной пар, образующийся в результате процесса испарения поверхности открытых водных бассейнов. В соответствии с законом Дальтона давление влажного воздуха равно сумме парциальных давлений сухого воздуха $p_{св}$ и водяного пара p_n :

$$p = p_n + p_{св} \quad (37)$$

Для наглядности представления и понимания основных параметров влажного воздуха представим на $p\nu$ -диаграмме (рисунок 7) состояния водяного пара, присутствующего во влажном воздухе. Термодинамические свойства пара определяются температурой влажного воздуха T и парциальным давлением водяного пара p_p .

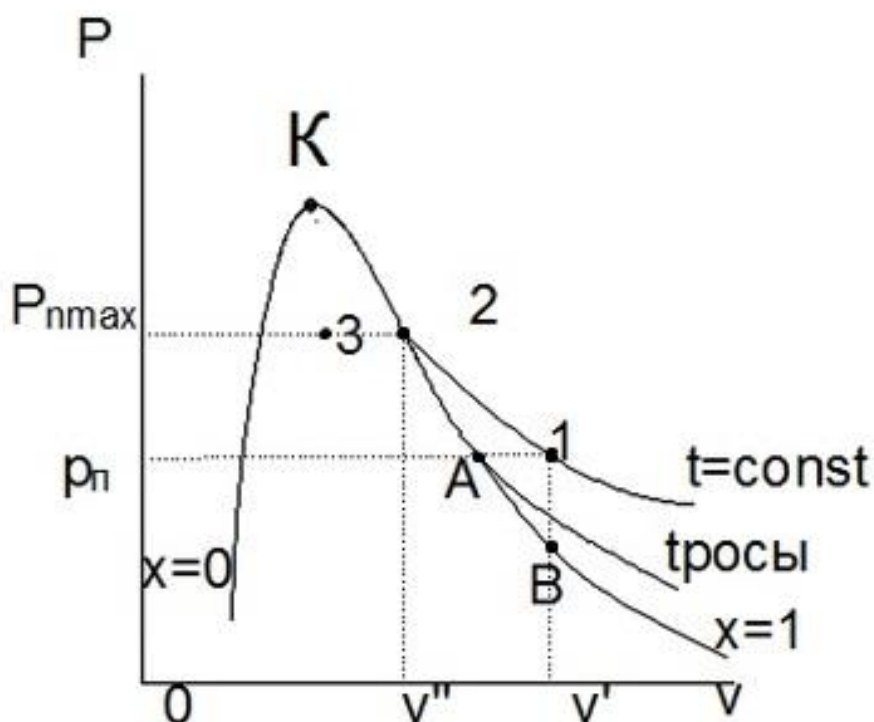


Рисунок 7- Диаграмма в $p\nu$ -координатах

Водяной пар во влажном воздухе может находиться в трех состояниях: точка 1 – перегретый пар, точка 2 – сухой насыщенный пар, точка 3 – влажный насыщенный пар. Высшим пределом парциального давления водяных паров при данной температуре влажного воздуха T является давление насыщения пара:

$$P_{п.мах} = P_s \quad (38)$$

Основные термодинамические параметры влажного воздуха, учитывая, что при температуре атмосферного воздуха от 0 °С до 50 °С парциальное давление водяного пара очень низкое (от 0,006 бар до 0,07 бар), и это дает возможность применять к перегретому и сухому насыщенному водяному пару уравнение идеального газа:

$$p_{\text{п}} v = R_{\text{H}_2\text{O}} \cdot T_{\text{п}} \quad (39)$$

Абсолютная влажность – представляет собой массовое количество водяных паров, приходящихся на один кубический метр влажного воздуха. Численно это равняется плотности пара во влажном воздухе $\rho_{\text{п}}$. Для определения данного параметра применяется величина, обратная удельному объему $v_{\text{п}}$ водяного пара при $p_{\text{п}}$ и T , $\rho_{\text{п}} = 1/v_{\text{п}}$ (кг/м³). По закону Дальтона водяной пар занимает весь объем смеси, а его плотность соответствует массе водяного пара, приходящегося на один кубический метр влажного воздуха. Абсолютная влажность характеризуется содержанием во влажном воздухе паровой фазы воды.

Относительная влажность φ – это отношение абсолютной влажности к максимально возможной влажности при данной температуре:

$$\varphi = \frac{p}{p''} = \frac{v''}{v} = \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{н}}}, \quad (40)$$

где p'' и v'' – максимальная абсолютная влажность воздуха и удельный объем сухого насыщенного водяного пара при заданной температуре T ;

$p_{\text{п}}$ и $p_{\text{н}}$ – парциальное давление пара в смеси и давление насыщения при данной температуре.

Относительная влажность воздуха φ характеризуется потенциальной возможностью воздуха испарять влагу и поглощать пар из окружающей среды при определенной температуре. Максимально возможное содержание пара в воздухе соответствует точке 2 на p - v -диаграмме, соответствующий сухому насыщенному

пару. При переходе в область влажного пара при данной температуре воздуха (точка 3) количество сухого насыщенного пара остается постоянным и соответствует точке 2. Для паровой фазы воды удельный объем остается постоянным $v'' = \text{const}$ и минимально возможным при данной температуре воздуха, только к нему добавляются капельки воды в состоянии насыщения.

Различают три вида состояния влажного воздуха:

- ненасыщенный влажный воздух (точка 1, $\varphi < 100\%$, $p_{\text{п}} < p_s$, $\rho < \rho''$). Водяной пар в таком воздухе находится в перегретом состоянии;
- насыщенный влажный воздух (точка 2, $\varphi = 100\%$, $p_{\text{п}} = p_s$, $\rho = \rho''$). Водяной пар в насыщенном влажном воздухе находится в виде сухого насыщенного;
- перенасыщенный влажный воздух (точка 3, $\varphi = 100\%$, $p_{\text{п}} = p_s$, $\rho = \rho''$).

Кроме сухого насыщенного пара в воздухе находятся капельки воды в состоянии насыщения (в специфических случаях могут присутствовать еще и кристаллы льда, снега).

В технике используется такая характеристика влажного воздуха, как температура точки росы t_p . Это такая температура, начиная с которой при охлаждении влажного воздуха при постоянном давлении из него начинается выпадение капелек влаги (рисунок.7, точка А процесса 1–А). При снижении температуры ниже точки росы при постоянном давлении всей смеси и постоянном содержании в ней H_2O (процесс А–В) парциальное давление водяного пара уменьшается ($p_{\text{п}} = p_s$), количество сухого насыщенного пара уменьшается, а количество капелек воды увеличивается. В этом случае в p -диаграмме процесс А–В, пойдет в области влажного пара с уменьшением степени сухости по мере снижения температуры.

Влагосодержание d – это масса водяного пара (обычно в граммах), приходящаяся на один кг сухого воздуха. В общем случае понятие «влагосодержание» относится не только к паровой фазе воды, но и к жидкой, и к твердой ее фазам. Расчетное выражение для влагосодержания паровой фазы воды в воздухе получается из соотношения:

$$d = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{с.в}}} \quad (41)$$

Энтальпия влажного воздуха h рассчитывается на один кг сухого воздуха и определяется как сумма энтальпий компонентов, находящихся в один кг сухого воздуха:

$$h = h_{\text{с.в}} + d \cdot h_{\text{п}} + d_{\text{ж}} \cdot h_{\text{ж}} + d_{\text{т}} \cdot h_{\text{т}}, \quad (42)$$

где d , $d_{\text{ж}}$ и $d_{\text{т}}$ – количество пара, жидкости и твердой фазы H_2O (лед, снег) в килограмме сухого воздуха (влажностердержания); $h_{\text{с.в}}$, $h_{\text{п}}$, $h_{\text{ж}}$ и $h_{\text{т}}$ – удельные энтальпии сухого воздуха, пара, жидкости и твердой фазы H_2O .

В выражении (42) энтальпии всех компонентов влажного воздуха необходимо подставлять при одинаковых давлениях и температурах начала их отсчета.

Для атмосферного влажного воздуха удельные энтальпии всех компонентов можно рассчитать, приняв ряд допущений, которые не приведут к заметным погрешностям (более чем на 0,5 %) инженерных расчетов в диапазоне обычных изменений атмосферного давления и температуры от $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $150\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Эти допущения сводятся к следующему. Начало отсчета удельной энтальпии сухого воздуха принимают при $t_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ и считают, что энтальпия сухого воздуха зависит только от температуры (как для идеального газа), а его изобарная теплоемкость – величина постоянная.

Расчетное выражение удельной энтальпии сухого воздуха в этом случае будет соответствовать соотношению:

$$h_{\text{с.в}} = c_{\text{рс.в}} \cdot t, \quad (43)$$

где $c_{\text{рс.в}} \approx 1\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ – изобарная теплоемкость идеального сухого воздуха, принята постоянной. При таких допущениях удельная энтальпия сухого воздуха численно равна его температуре в градусах Цельсия.

Для определения энтальпии воды и водяного пара начало отсчета внутренней энергии ($u_0 = 0$) принято при параметрах тройной точки воды $t_0 = 0,01$ °C и $p_0 = 611,2$ Па на линии насыщения ($x = 0$). При этих параметрах численное значение энтальпии $h_{0'} = P_0 v_{0'} = 0,000611$ кДж/кг представляет очень малую величину, которую для наших расчетов можно принять равной нулю. Таким образом, можно считать, что начало отсчета энтальпии H_2O , как и сухого воздуха, ведется от 0 °C и ее численное значение при этой температуре равно нулю ($h_{п0} \approx 0$).

Для определения энтальпии водяного пара используется теплота изобарного процесса ($p_0 = \text{const}$) от t_0 до t , состоящая из теплоты парообразования и теплоты перегрева пара, которая рассчитывается как разность двух энтальпий:

$$h_{п} - h_{п0} = r_0 + q_{п} \quad (44)$$

Для определения энтальпии жидкой фазы воды принимают постоянной ее изобарную теплоемкость, что допустимо при параметрах атмосферного воздуха. Исходя из этого допущения, расчетное выражение энтальпии жидкой фазы воды будет представлено в виде уравнения:

$$h_{ж} = h_{ж} - h_{п0} \quad (45)$$

Для определения энтальпии твердой фазы воды (лед, снег) принимаются постоянными: удельная теплота, теплота плавления льда и его изобарная теплоемкость. Эти величины берутся при параметрах тройной точки воды. Такие допущения возможны, поскольку в соответствии с p - t -диаграммой для воды (рисунок 8) имеют место следующие факты:

1) в атмосферном воздухе твердая фазы воды (т.ф.) может присутствовать только при температурах и парциальных давлениях пара, меньших (или равных) температуры и давления тройной точки воды, так, как только на линии сублимации AC возможно одновременное существование паровой и твердой фаз воды, плавление льда в атмосферном воздухе возможно только при температуре 0°C;

2) переход льда в паровую фазу при температурах меньше $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ происходит, минуя жидкую фазу воды, по линии сублимации (AC);

3) парциальное давление водяного пара при отрицательных температурах атмосферного воздуха ненамного меньше давления тройной точки воды p_0 , следовательно, теплота изобарного охлаждения твердой фазы воды от $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ может быть рассчитана по изобаре p_0 .

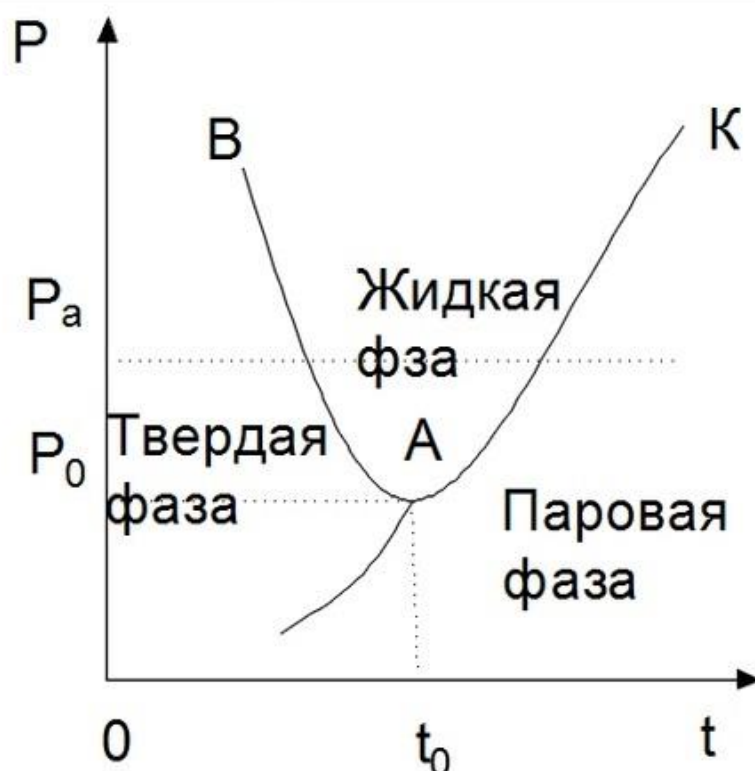


Рисунок 8- Диаграмма в pt -координатах

Энтальпия льда будет величиной отрицательной, поскольку начало отсчета ее идет от температуры $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ жидкой фазы воды, а температура льда всегда меньше или равна $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Расчетное выражение энтальпии твердой фазы воды (льда, снега) в атмосферном воздухе представляет собой сумму удельной теплоты плавления льда, взятой с отрицательным знаком, и удельной теплоты охлаждения льда от $t = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ до отрицательной температуры t :

$$h_{T=0} = -\lambda + c_{pT} \cdot (t - 0), \quad (46)$$

где $\lambda = 335$ кДж/кг – удельная теплота плавления льда при $t = 0$ °С;

$c_{pT} = 2,1$ кДж/(кг·К) – изобарная теплоемкость льда, взятая при давлении тройной точки воды и принятая величиной постоянной.

В результате всех вышеприведенных упрощений окончательное расчетное выражение энтальпии влажного атмосферного воздуха примет вид:

$$h = h_{c.v} + d(2501 + 1,93t) + d_{ж} \cdot 4,187t + d_{T}(-335 + 2.1t) \quad (47)$$

Экспериментально параметры влажного воздуха измеряют с помощью различных психрометров или гигрометров. Психрометр – это прибор, состоящий из двух термометров: сухого и мокрого (рисунок 9). Мокрый термометр обернут тканью, смачиваемой водой. Сухой термометр показывает температуру атмосферного влажного воздуха. Мокрый термометр показывает температуру, которая в большинстве случаев меньше температуры сухого термометра. Понижение температуры t_m по отношению к температуре t вызвано испарением воды из ткани. Однако t_m будет больше температуры точки росы вследствие наличия теплообмена влажной ткани с окружающей средой, имеющей температуру $t > t_m$.

При насыщенном влажном воздухе вода не может испаряться из ткани и $t = t_m$. При ненасыщенном влажном воздухе $t > t_m$. Чем суше воздух, тем больше разница температур $t - t_m$ и тем меньше его влагосодержание. Зависимость влагосодержания d для атмосферного воздуха от t и t_m устанавливается экспериментально. Результаты этих испытаний сводятся в психрометрические таблицы, которыми пользуются для определения относительной влажности и влагосодержания воздуха по показаниям термометров психрометра. С помощью гигрометров обычно определяют температуру точки росы, и это позволяет затем определить все остальные параметры влажного воздуха.

Для упрощения определения параметров атмосферного влажного воздуха используют h - d -диаграмму влажного воздуха. Она строится для постоянного давления воздуха (обычно $p = 745$ мм рт.ст.), но поскольку парциальное давление водяного пара на несколько порядков меньше давления влажного воздуха, а атмосферное давление изменяется в небольших пределах, то, с достаточной для инженерных расчетов точностью, ими можно пользоваться и при других атмосферных давлениях воздуха.

При практическом применении в технике большое значение имеют изобарные процессы нагрева и охлаждения влажного воздуха. На рисунке 10 представлен изобарный процесс нагрева влажного воздуха с параметрами t_1 , φ_1 до температуры t_2 . При этом $t_1 > t_p$, а $\varphi_1 < 1$ ($\varphi_1 < 100\%$).

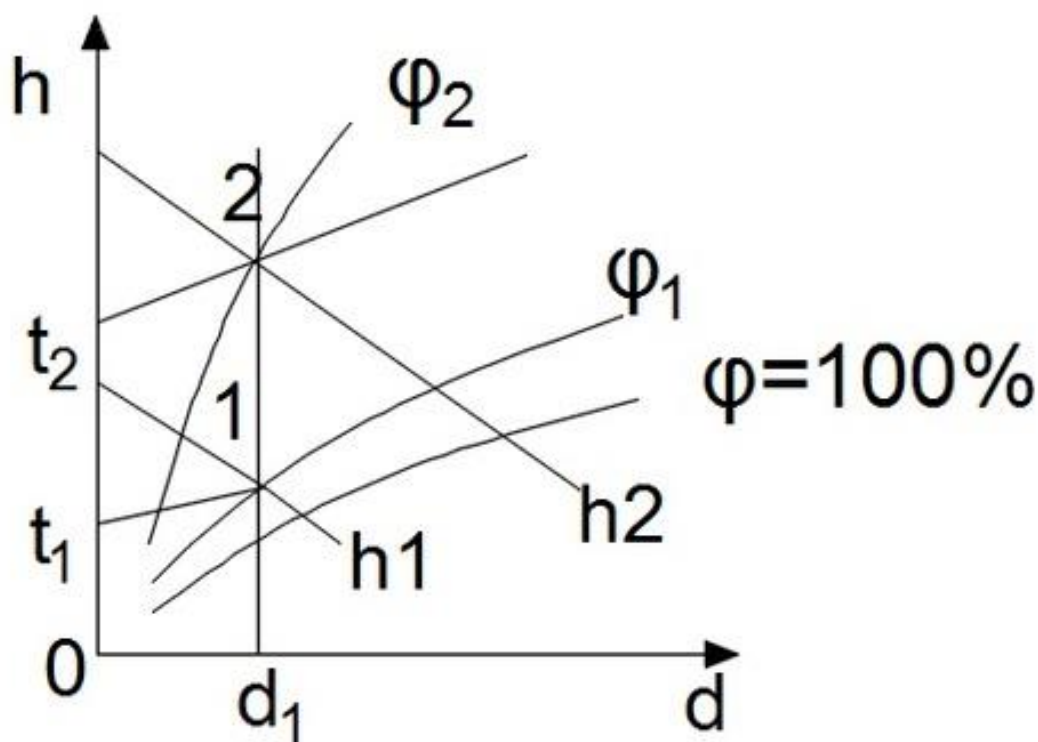


Рисунок 9 - Процесс изобарного нагрева влажного воздуха

В данном процессе изобарного нагрева влажного воздуха:

- при отсутствии испарения влагосодержание не изменяется ($d_1 = d_2$);
- относительная влажность уменьшается ($\varphi_2 < \varphi_1$);

- энтальпия увеличивается ($h_2 > h_1$).

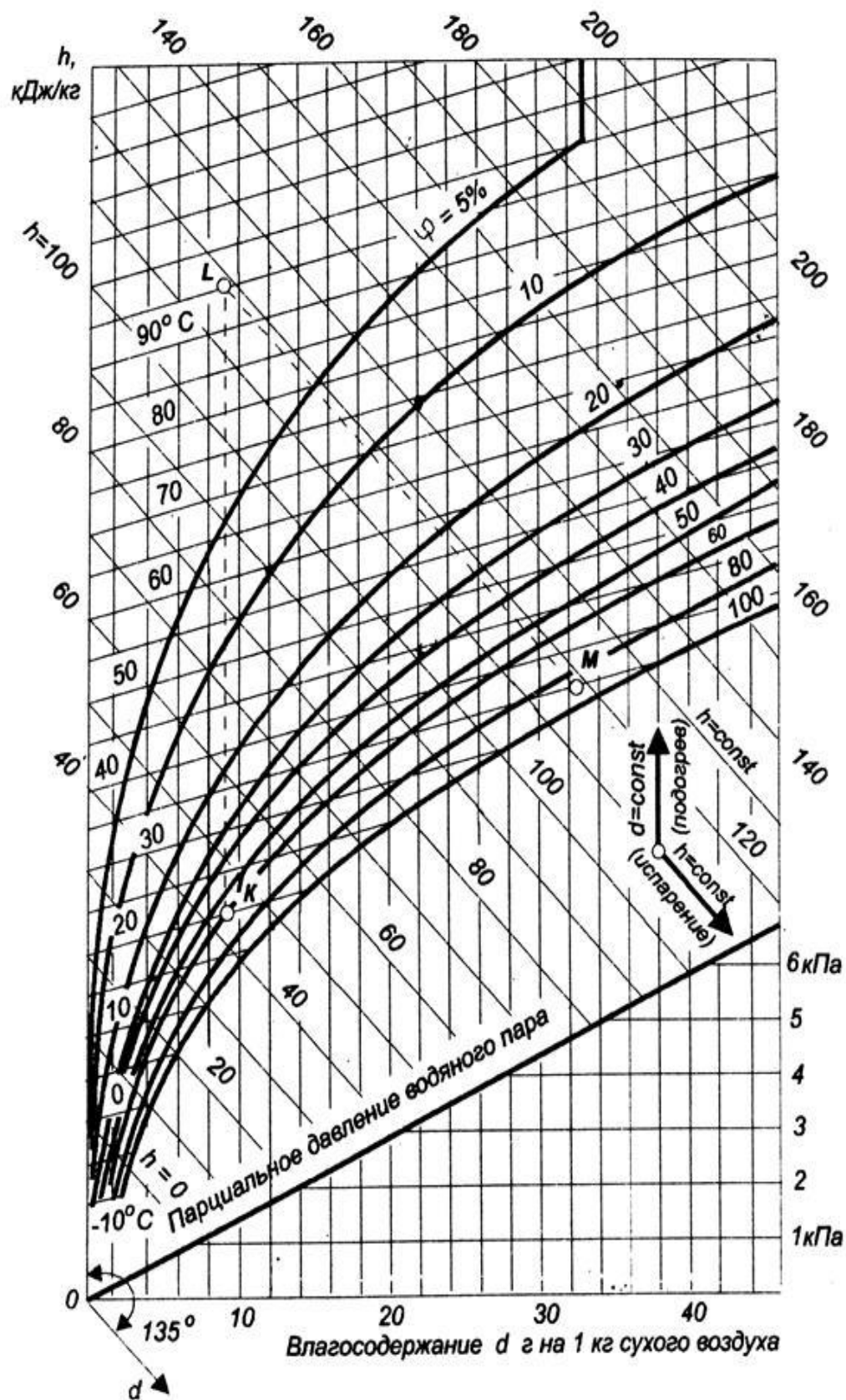


Рисунок 10 - Параметры состояния влажного воздуха в hd -диаграмме

Удельная теплота, необходимая для нагрева влажного воздуха, в данном изобарном процессе определяется изменением энтальпии:

$$q = h_2 - h_1 \quad (48)$$

Если рассматривается постоянный процесс, определяемый расходом сухого воздуха ($G_{с.в}$, кг/с), то требуемый для этого тепловой поток определяется следующим соотношением:

$$Q = G_{с.в} \cdot q = G_{с.в} \cdot (h_2 - h_1) \quad (49)$$

На рисунке 11 в h - d -диаграмме представлен процесс изобарного охлаждения влажного воздуха от параметров t_1, φ_1 до температуры t_2 ($t_2 < t_p$).

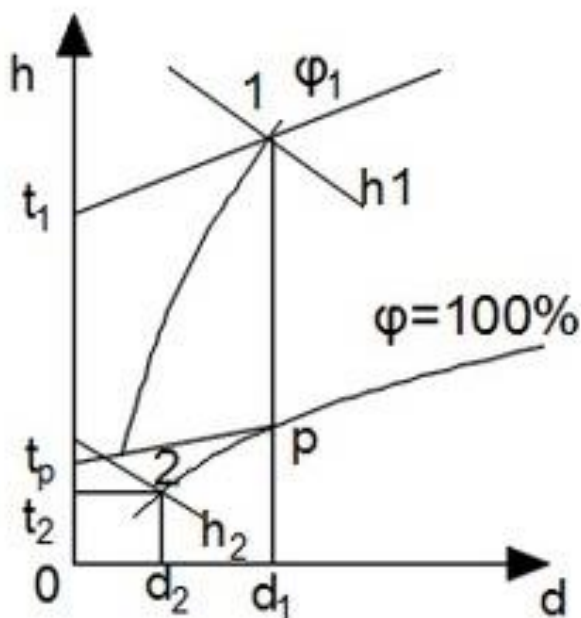


Рисунок 11- Процесс изобарного охлаждения влажного воздуха

Процесс охлаждения (1 – p) от t_1 до t_p происходит при $d_1 = \text{const}$. Влажный воздух достигает состояния насыщения ($\varphi = 100\%$). При этом отводимая теплота уменьшает температуру сухого воздуха и паров воды, находящихся во влажном воздухе в термическом равновесии, что полностью описывается изменением энтальпии влажного воздуха. В процессе охлаждения (p – 2) от t_p до t_2 относительная влажность остается неизменной ($\varphi = 100\%$), а влагосодержание уменьшается от d_1 до d_2 , т.е. из влажного воздуха выпадает влага.

Отводимая теплота определяет конденсацию паров (от d_1 до d_2), уменьшения температуры влажного воздуха от t_p до t_2 и уменьшение температуры появляющегося конденсата согласно изменению температуры влажного воздуха. Если обозначить удельную теплоемкость охлаждаемого конденсата через c_{H_2O} , то удельная теплота, отводимая в процессе охлаждения влажного воздуха от t_1 до t_2 с учетом охлаждения конденсата, рассчитывается по формуле:

$$q = (h_1 - h_2) - c_{H_2O} \cdot (d_1 - d_2) \cdot t_2 \quad (50)$$

Процессы охлаждения влажного воздуха до $t_2 < t_p$ применяются в технике для его осушения.

Построить процесс изобарного нагрева воздуха в соответствии с заданными значениями температур.

Таблица 11– Исходные данные

№ Варианта	Город	$\varphi_B, \%$	$t_B, ^\circ\text{C}$
1	2	3	4
1	Архангельск	50	18
2	Барнаул	45	20
3	Волгоград	90	21
4	Екатеринбург	65	18
5	Златоуст	70	18

Продолжение таблицы 11

1	2	3	4
6	Иваново	85	20
7	Красноярск	45	21
8	Махачкала	60	21
9	Николаев	80	20
10	Оренбург	50	18
11	Пермь	70	20
12	Рязань	65	21
13	Сочи	40	18
14	Томск	85	18
15	Челябинск	75	21

Контрольные вопросы:

- 1 Какое состояние пара считается насыщенным?
- 2 Что понимается под степенью сухости пара?
- 3 Что такое перегретый пар?
- 4 Какой воздух называют влажным?
- 5 Что понимается под относительной влажностью?
- 6 Дать определение температуре точки росы.
- 7 Что понимается под влагосодержанием?
- 8 Выразить величину влагосодержания через относительную влажность.
- 9 Объяснить принцип построения h_d – диаграммы.
- 10 Показать, как определяются параметры влажного воздуха по h_d - диаграмме.

1.6 Практическая работа № 6. Построение характеристик сети и вентилятора

Цель работы: Построение характеристик вентилятора при разных числах оборотов, а также характеристик сети.

Программа занятия:

- 1 Ознакомиться с характеристиками работы сети и вентилятора;
- 2 По результатам измерений построить характеристику сети, сделать вывод о ее работе.

Характеристиками называются связи вида:

$$\text{сеть} - \Delta P_c = f(L), \quad (51)$$

$$\text{вентилятор} - \Delta P_v = \varphi(n, L), N = \psi(n, L), \eta = \alpha(n, L), \quad (52)$$

где L – расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$;

n – число оборотов колеса вентилятора,

P_c – потери полного давления в сети, Па;

P_v – полное давление, создаваемое вентилятором, Па;

N – потребляемая мощность, кВт;

η – к.п.д. вентилятора.

В этой работе строятся только характеристики, связывающие перепад полного давления с расходом.

Если режим течения в воздуховодах развитый турбулентный ($Re > 10000$), то уравнение (51) имеет вид:

$$\Delta P_c = cL^2 \quad (53)$$

Отсюда вытекает простой способ построения характеристики. Измерив расход и перепад полного давления в сети, определяют коэффициент c и далее, пользуясь уравнением (53), строят характеристику, которая имеет вид параболы.

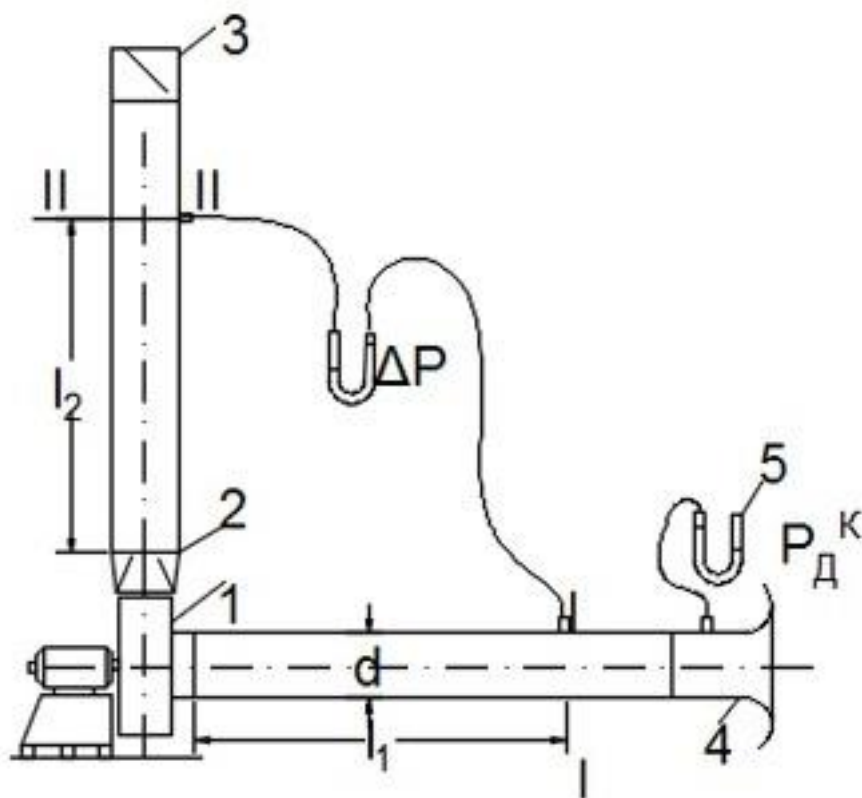
Проведение опытов и обработка опытных данных.

Схема сети, характеристику которой следует определить, приведена на рисунке 12. Радиальный вентилятор 1 имеет переход 2 с квадратного сечения на круглое. Диаметры воздухопроводов на всасывании и нагнетании одинаковы. На выходе из сети установлена регулирующая заслонка 3. Воздух забирается в сеть через плавный коллектор 4. Микроманометром 5 измеряют статическое давление в коллекторе $P_{ст}=P_d$, далее определяют скорость в патрубке коллектора и подачу вентилятора:

$$v = 1,29\sqrt{P_d}, \quad L = v \frac{\pi d^2}{4}. \quad (54)$$

Переходник 2 далее будем рассматривать как элемент вентагрегата, а не сети.

Динамическое давление по всей длине сети неизменно, и это значит, что потери давления в ней равны алгебраической сумме статических давлений на входе в вентилятор и выходе из переходника 2. Измерение перепада статических давлений вблизи вентилятора может привести к значительной погрешности из-за существенной неравномерности потока в этой области. Поэтому перепад статических давлений определяется с микроманометром для сечений I-I, II-II, удаленных от вентилятора (рисунок 12).



1- радиальный вентилятор, 2- переходное сечение, 3- регулирующая заслонка, 4- коллектор, 5- микроманометр

Рисунок 12 - Схема сети

Полное давление, создаваемое вентилятором, равно потерям полного давления в сети:

$$\Delta P_{\text{в}} = \Delta P_{\text{с}} = \Delta P_{\text{ст}} + \Delta P_{\text{тр}}, \quad (55)$$

где $\Delta P_{\text{тр}}$ – потери на трение между сечениями I-I, II-II, определяемые по формуле:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda(l_1 + l_2)}{d} P_{\text{д}}. \quad (56)$$

Коэффициент гидравлического трения находится из соотношения (57):

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (57)$$

Измерения проводятся не менее пяти раз при разных положениях регулирующей пластины 3. Далее находятся значения коэффициента c в уравнении (53) и строятся кривые – характеристики сетей (рисунок 13).

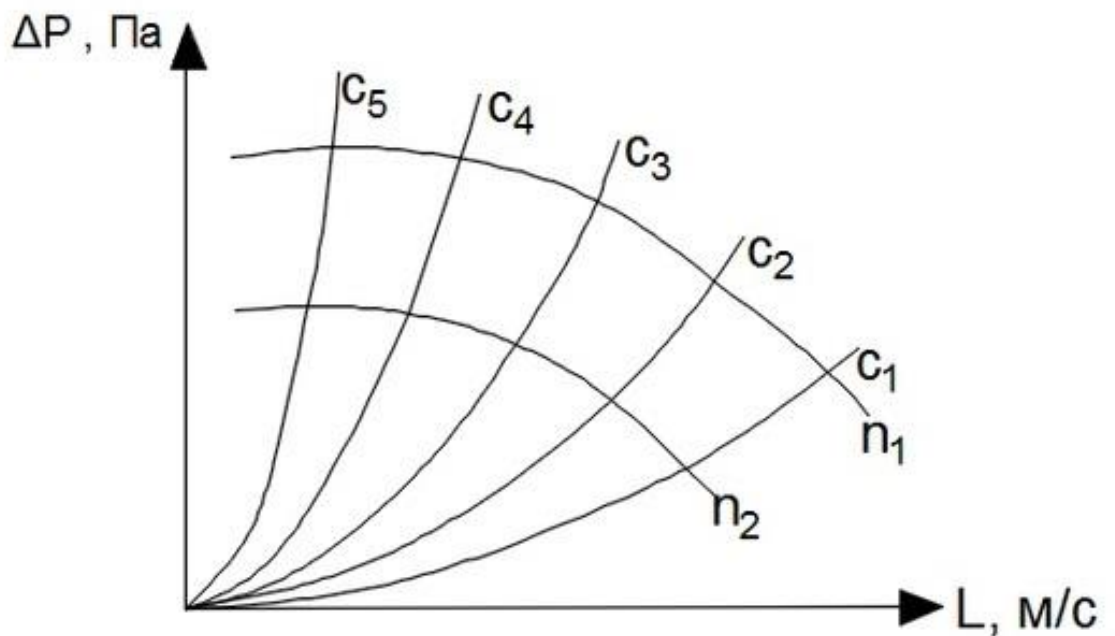


Рисунок 13 - Характеристики сетей и вентилятора

По полученным в эксперименте пяти парам значений L и P_v (на рисунке 14 эти точки выделены кружками) строится характеристика вентилятора, соответствующая числу оборотов колеса n_1 , измеряемому с помощью тахометра.

Далее расчетным путем строится характеристика вентилятора при произвольном числе оборотов n_2 . Пересчет значений L и ΔP делается по формулам:

$$L_2 = L_1 \frac{n_2}{n_1}, P_2 = P_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (58)$$

Таблица 12– Исходные данные

№ п	n об/с	Сеть №1				Сеть № 2			
		P _д , Па	L, м ³ /ч	P _в , Па	ΔP _с , Па	P _д , Па	L, м ³ /ч	P _в , Па	ΔP _с , Па
1	100	15	250	19	4	17	270	21	6
2	95	12	220	16	3	14	240	18	5
3	90	9	230	13	5	11	250	15	7
4	85	6	210	10	2	8	230	12	4
5	80	5	200	9	3	7	220	11	5
6	75	5	195	9	4	7	215	11	6
7	70	6	200	10	5	8	220	12	7
8	65	9	180	13	3	11	200	15	5
9	70	5	220	9	4	7	240	11	6
10	75	6	230	10	5	8	250	12	7
11	80	9	240	13	5	11	260	15	7
12	85	10	200	14	3	12	220	16	5
13	90	10	250	14	4	12	270	16	6
14	95	12	220	16	2	14	240	18	4
15	100	15	180	19	5	17	200	21	7

Контрольные вопросы:

- 1 Как подобрать вентилятор, располагая его характеристикой?
- 2 Известны характеристики двух последовательных участков, составляющих сеть. Как построить характеристику сети?

3 Известны характеристики двух параллельных участков, составляющих сеть. Как построить характеристику сети?

4 Изменится ли характеристика вентагрегата, если условия присоединения его к сети будут иными?

2 Лабораторные работы

2.1 Лабораторная работа №1. Расчет тепловой мощности системы отопления

Цель работы: Закрепить знания по определению тепловой мощности системы отопления.

Программа занятия:

- 1 Изучить основные источники теплопотерь в помещениях
- 2 Научиться определять расчетным путем основные виды теплопотерь в системах отопления

Температурная обстановка в помещении зависит от тепловой мощности системы отопления, а также от расположения обогревающих устройств, теплозащитных свойств наружных ограждений, интенсивности других источников поступления и потерь теплоты. В холодное время года помещение теряет теплоту через наружные ограждения, теплота расходуется на нагрев наружного воздуха, на нагрев материалов, транспортных средств, изделий, одежды, которые холодными попадают с улицы в помещение. Системой вентиляции в помещение может подаваться воздух с более низкой температурой, технологические операции могут быть связаны с процессами, сопровождаемыми затратами теплоты. Теплота поступает в помещение от технологического оборудования, источников искусственного освещения, инсоляции, нагретых материалов, изделий, людей. В помещениях могут осуществляться технологические процессы с выделением теплоты [6,7].

Сведением всех составляющих поступлений и расхода теплоты в тепловом балансе помещения определяется дефицит или избыток теплоты. Дефицит теп-

лоты указывает на необходимость устройства в помещении отопления, избыток теплоты обычно ассимилируется воздухом и с ним отводится из помещения вентиляцией. Для определения тепловой мощности системы отопления составляют баланс часовых расходов теплоты для расчетного зимнего периода в виде:

$$\sum Q_0 = Q_{\text{огр}} + \sum Q_{\text{д}} + Q_{\text{и}} + Q_{\text{техн}} \quad (59)$$

где $Q_{\text{огр}}$ – основные потери теплоты через ограждающие конструкции здания, Вт;
 $\sum Q_{\text{д}}$ – суммарные добавочные потери теплоты через ограждающие конструкции здания, Вт;

$Q_{\text{и}}$ – расход тепла на нагревание воздуха, поступающего в помещение при инфильтрации и вентиляции, если эти составляющие не учтены в тепловом балансе для расчета вентиляции, Вт;

$Q_{\text{техн}}$ – десбаланс между расходом тепла на технологические нужды и минимальными технологическими и бытовыми тепlopоступлениями, Вт.

Расчетная тепловая мощность системы отопления соответствует максимальному дефициту теплоты.

Основные потери теплоты $Q_{\text{огр}}$, Вт, через рассматриваемые ограждающие конструкции зависят от разности температуры наружного и внутреннего воздуха и рассчитываются с точностью до 10 Вт по формуле: [8]

$$Q_{\text{огр}} = A \cdot k \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}) \cdot n, \quad (60)$$

где n – коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху, принимаемый по [9];

$t_{\text{в}}$ – расчетная температура воздуха помещения, °С, принимаемая по [10,11];

$t_{\text{н}}$ – расчетная зимняя температура наружного воздуха, °С, равная средней температуре наиболее холодной пятидневки с обеспеченностью 0,92, принимаемая по [12];

k – коэффициент теплопередачи наружного ограждения, Вт/(м²·°С);

A – расчетная поверхность ограждающей конструкции, м².

При проведении расчетов пользуются следующими условными обозначениями ограждающих конструкций: НС – наружная стена; ВС – внутренняя стена; ДО – окно с двойным остеклением; ТО – окно с тройным остеклением; ПТ – потолок; ПЛ – пол; НД – наружная дверь.

Теплопотери через внутренние ограждения между смежными помещениями следует учитывать при разности температуры воздуха t_v этих помещений более 3 °С.

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

Обмер площадей наружных ограждений производится с соблюдением определенных правил:

- площадь окон и дверей – по наименьшим размерам проемов в свету;
- площадь потолков и полов – по расстоянию между осями внутренних стен и расстоянию от внутренней поверхности наружных стен до осей внутренних стен;
- высота стен первого этажа – по расстоянию от уровня нижней поверхности конструкции пола первого этажа до уровня чистого пола второго этажа при наличии неотапливаемого подвала;
- высота стен промежуточного этажа – по расстоянию между уровнями чистого пола данного и вышележащего этажей;
- высота стен верхнего этажа – по расстоянию от уровня чистого пола до верха утеплителя чердачного перекрытия;
- длина наружных стен в угловых помещениях – по расстоянию от внешних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен, а в неугловых помещениях – по расстоянию между осями внутренних стен.
- длина внутренних стен – по размерам от внутренних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен или между осями внутренних стен.

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

$$Q_{д,ор} = Q_{огр} \cdot \beta_{ор}, \quad (61)$$

где $\beta_{ор}$ – коэффициент добавки на ориентацию (рисунок 14);

$Q_{огр}$ – основные теплотери через данное ограждение, Вт.

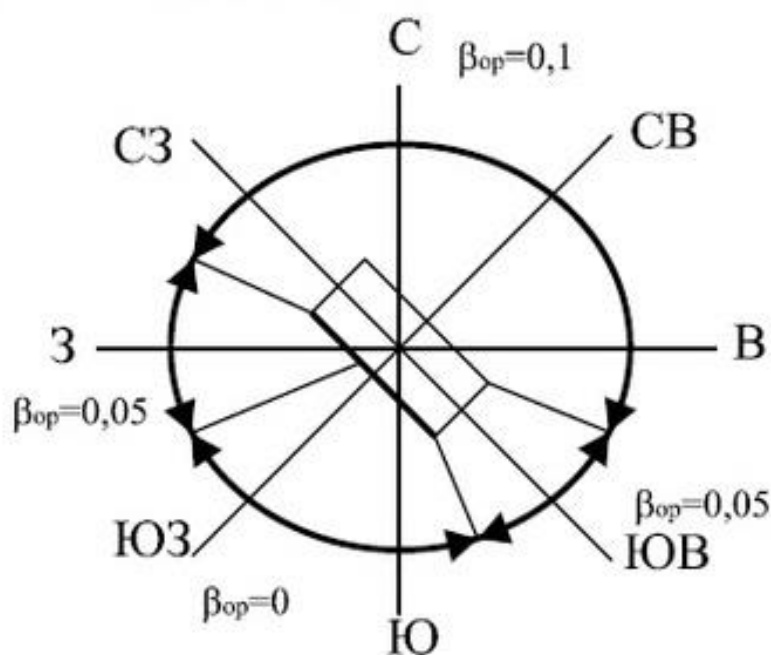


Рисунок 14- Значения коэффициента добавок на ориентацию

Прочие дополнительные теплотери:

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

б) для угловых помещений и помещений, имеющих два и более наружных вертикальных ограждения, температуру внутреннего воздуха принимают для жилых зданий на 2 °С выше расчетной, а для зданий другого назначения повы-

шение температуры учитывают 5 %-й добавкой к основным теплопотерям вертикальных наружных ограждений;

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

– для тройных дверей с двумя тамбурами между ними:

$$Q_{д.нд} = Q_{огр.нд} (0,2 \cdot H), \quad (62)$$

– для двойных дверей с тамбурами между ними:

$$Q_{д.нд} = Q_{огр.нд} (0,27 \cdot H), \quad (63)$$

– для двойных дверей без тамбура:

$$Q_{д.нд} = Q_{огр.нд} (0,34 \cdot H), \quad (64)$$

– для одинарных дверей:

$$Q_{д.нд} = Q_{огр.нд} (0,22 \cdot H), \quad (65)$$

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

При естественной вытяжной вентиляции в помещениях жилых и общественных зданий приточный нормируемый расход воздуха может складываться из поступлений в помещения либо в виде суммарного расхода, равного расходам приточного, нагретого в приточных установках, и инфильтрационного воздуха (без предварительного нагревания). В этом случае инфильтрационный поток

воздуха является организованным, задаваемым в исходных условиях параметром L_n , величина которого формируется в результате десбаланса между задаваемыми вентиляционными вытяжным и приточным воздухообменами. Расход теплоты $Q_{и}$, Вт, на нагревание этого организованного инфильтрационного потока определяется по формуле [13]:

$$Q_{и} = 0,28 \cdot L_n \cdot \rho_v \cdot c(t_v - t_n), \quad (66)$$

где L_n – расход приточного, предварительно не подогреваемого инфильтрующегося воздуха, м³/ч;

ρ_v – плотность воздуха в помещении, кг/м³;

c – удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг·°С).

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

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

$$Q_{и} = 0,28 \cdot \sum_n G_n \cdot c \cdot (t_v - t_n) \cdot k_T, \quad (67)$$

где G_n – расход инфильтрующегося воздуха, кг/ч, через ограждающие конструкции помещения;

k_T – коэффициент учета влияния встречного теплового потока в конструкциях, равный 0,7 для стыков панелей стен и окон с тройными переплетами, 0,8 – для окон и балконных дверей с отдельными переплетами и 1 – для одинарных окон, окон и балконных дверей со спаренными переплетами и открытых проемов;

t_v, t_n – расчетные температуры воздуха, °С.

При естественной вытяжной вентиляции в помещениях общественных зданий расчет выполняется по выражениям (66) и (67), при этом принимается за расчетное значение большая из величин.

Расход инфильтрующегося воздуха G_H через отдельные ограждающие конструкции определяется по [14], где учитывается воздухопроницаемость стен, стыков стеновых панелей, неплотностей окон, дверей, ворот и фонарей. Ввиду незначительности инфильтрационных потоков через стены и стыки стеновых панелей современных зданий (кроме деревянных щитовых, рубленых и т. п.) выражение для определения расхода инфильтрующегося воздуха в помещении G_H , кг/ч, можно ограничить только двумя его членами:

$$\sum G_H = \sum A_2 \cdot G_H^* \left(\frac{\Delta P_i}{\Delta P_1}\right)^{0,67} + 3456 \cdot \sum A_3 \cdot \Delta p_1^{0,67}, \quad (68)$$

где G_H^* – нормативная воздухопроницаемость наружных ограждающих конструкций, кг/(м²·ч), принимаемая по [9];

A_2 – площадь, м², световых проемов (окон, балконных дверей, фонарей);

A_3 – площадь, м², щелей, неплотностей и проемов в наружных ограждающих конструкциях;

ΔP_i , ΔP_1 – расчетные разности давлений на наружной и внутренней поверхностях ограждающих конструкций соответственно на расчетном этаже при $\Delta P_1 = 10$ Па.

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

$$\Delta P_i = (H - h) \cdot (\rho_H - \rho_B) \cdot g + 0,5 \cdot \rho_H \cdot v^2 \cdot (c_H - c_B) \cdot k_v - P_{int}, \quad (69)$$

где H – высота здания, м, от уровня средней планировочной отметки земли до верха карниза, центра вытяжных отверстий фонаря или устья шахты;

h – расчетная высота, м, от уровня земли до верха окон, балконных дверей, наружных дверей, ворот, проемов или до оси горизонтальных и середины вертикальных стыков стеновых панелей;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

v – скорость ветра, м/с, принимаемая по [12] по параметрам Б (если скорость ветра при параметрах Б меньше, чем при параметрах А, то следует принимать по параметрам А), (Приложение А);

c_H, c_{II} – аэродинамические коэффициенты для наветренной и подветренной поверхностей ограждений здания, соответственно принимаемые по [15]: $c_H = 0,8$, $c_{II} = -0,6$;

k_v – коэффициент учета изменения скоростного давления ветра в зависимости от высоты здания, принимаемый по таблице 13;

P_{int} – давление воздуха в помещении, Па.

ρ_H – плотность наружного воздуха, кг/м³, определяемая по формуле:

$$\rho_H = \frac{353}{273 + t} \quad (70)$$

Таблица 13 – Коэффициент учета изменения скоростного давления ветра

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

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

$$P_{int} = h_i \cdot g \cdot (\rho_{+5^\circ\text{C}} - \rho_B), \quad (71)$$

где h_i – расстояние по вертикали от центра вытяжной решетки до верхней кромки вытяжного канала или шахты, м;

$\rho_{+5^{\circ}\text{C}}$ – плотность наружного воздуха при $t_{\text{н}} = +5^{\circ}\text{C}$, кг/м^3 .

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

При расчете тепловой мощности системы отопления необходимо учитывать регулярные бытовые теплопоступления в помещение от электрических приборов, коммуникаций, тела человека и других источников. При этом значения бытовых тепловыделений, поступающих в комнаты и кухни жилых домов, следует принимать в количестве не менее 10 Вт на один м^2 площади пола и определять по уравнению, Вт:

$$Q_{\text{б}} = 10 \cdot A_{\text{пол}}, \quad (72)$$

где $A_{\text{пол}}$ – площадь пола отапливаемого помещения, м^2 .

Таблица 14 – Исходные данные

№ Варианта	Город	$t_{\text{в}}, ^{\circ}\text{C}$	№ Варианта	Город	$t_{\text{в}}, ^{\circ}\text{C}$
1	Архангельск	21	9	Николаев	20
2	Барнаул	20	10	Оренбург	21
3	Волгоград	20	11	Пермь	20
4	Екатеринбург	21	12	Рязань	20
5	Златоуст	22	13	Сочи	21
6	Иваново	20	14	Томск	22
7	Красноярск	21	9	Николаев	20
8	Махачкала	22	15	Челябинск	21

Характеристика наружных ограждений здания:

1 Толщина наружной стены $\delta_{\text{нс}} = 400$ мм с коэффициентом теплопередачи $k_{\text{нс}} = 0,236 \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$

2 Толщина перекрытия над неотапливаемым подвалом $\delta_{пл} = 350$ мм с коэффициентом теплопередачи $k_{пл} = 0,2$ Вт/ ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

3 Толщина чердачного перекрытия $\delta_{пт} = 450$ мм с коэффициентом теплопередачи $k_{пт} = 0,193$ Вт/ ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

4 Окна двойные в деревянных переплетах с коэффициентом теплопередачи $k_{до} = 1,818$ Вт/ ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

5 Коэффициент теплопередачи внутренней стены здания $k_{вс} = 1,63$ Вт/ ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

6 Высота помещения $h = 3,0$ м.

Контрольные вопросы:

1 Каким образом определяют тепловую мощность системы отопления? Запишите уравнение теплового баланса.

2 Перечислите виды теплопотерь помещения.

3 От чего зависят потери с инфильтрацией ?

4 От чего зависят основные потери теплоты через рассматриваемые ограждающие конструкции ?

5 Перечислите прочие дополнительные потери теплоты в помещении.

2.2 Лабораторная работа № 2. Определение коэффициента теплопроводности

Цель занятия: Изучить основные положения теории теплопроводности, изучить методику определения коэффициентов теплопроводности, определить коэффициенты теплопроводности стали и латуни, и их зависимость от температуры материала

Программа занятия:

- 1 Ознакомиться с теоретическими сведениями теории теплопроводности
- 2 Научиться опытным путем определять коэффициент теплопроводности

Теплопроводность – это процесс распространения теплоты между соприкасающимися телами или частями одного тела с различной температурой, который представляет собой физический процесс распространения теплоты путем теплового движения микрочастиц вещества без визуально наблюдаемого перемещения самих частиц.

Явление теплопроводности имеет место в твердых, неподвижных жидких и газообразных телах. Если происходит движение жидкости или газа, то теплопроводность в чистом виде имеет место в весьма тонком неподвижном слое, прилегающем к поверхности твердого тела.

Механизм распространения теплоты теплопроводностью зависит от физических свойств тела: в газообразных телах перенос теплоты теплопроводностью происходит в результате соударения молекул между собой, в металлах – путем диффузии свободных электронов, в капельных жидкостях и твердых телах-диэлектриках – путем упругих волн (упругие колебания кристаллической решетки).

Температурное поле – совокупность значений температуры для всех точек тела в данный момент времени. В общем случае уравнение температурного поля имеет вид:

$$t = f(x, y, z, \tau), \quad (73)$$

где t - температура тела, $^{\circ}\text{C}$;

x, y, z - координаты точки, м;

τ - время, с.

Если температура тела меняется с течением времени, т.е. температура есть функция и координат, и времени, то температурное поле и тепловой режим считают нестационарными. Примером может служить нагрев или охлаждение любого тела.

Если температура тела поддерживается постоянной с течением времени, то такое температурное поле и тепловой режим считают стационарными. При этом температура в различных точках тела может быть различной, но постоянной в течение определенного времени:

$$t = f(x, y, z), \frac{dt}{d\tau} = 0 \quad (74)$$

Примером может быть выдержка заготовки в печи при постоянной температуре, процесс обогрева помещений с помощью батарей с постоянной температурой поверхности, процесс кипения воды и т.п.

В лабораторной работе для получения стационарного режима до заливки воды в крайние сосуды производят выдержку установки в течение 12 минут. при кипящей воде в среднем сосуде.

Если температура изменяется только по одной или двум пространственным координатам, то температурное поле называют соответственно одно- или двухмерным.

Если соединить точки с одинаковой температурой, то получим поверхность равных температур – изотермную поверхность. Изотермные поверхности между собой никогда не пересекаются, они либо замыкаются на себе, либо кончаются на границах тела.

Рассмотрим две изотермные поверхности с различной температурой (рисунок 14).

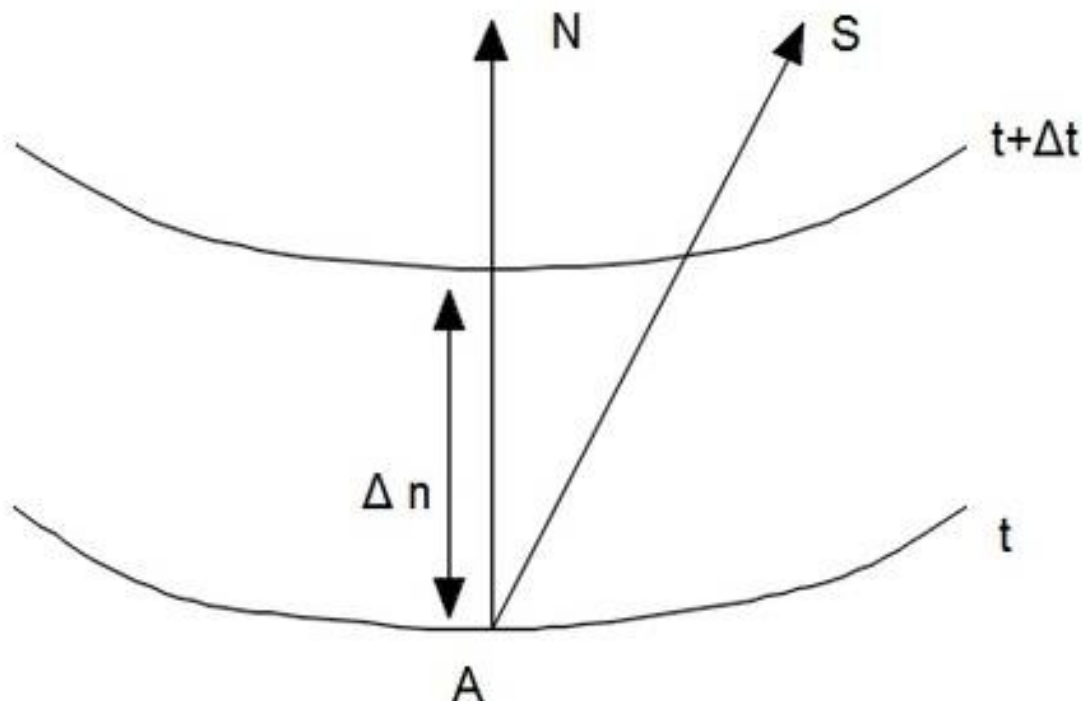


Рисунок 14- Схема распределения тепла

При перемещении из т. А интенсивность изменения температуры по различным направлениям неодинакова. При перемещении по изотермной поверхности изменений температур не наблюдается, а при перемещении вдоль направления S наблюдается. Наибольшее изменение температуры на единицу длины наблюдается в направлении нормали N к изотермной поверхности.

Предел отношения изменения температуры Δt к расстоянию между изотермами по нормали Δn , когда Δn стремится к нулю, называют градиентом температуры:

$$\text{grad}t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{dt}{dn} \quad (75)$$

Физический смысл градиента температуры – это максимальная скорость нарастания температуры по расстоянию. Это вектор, направленный в сторону возрастания температуры, численно равный первой производной температуры по расстоянию. Измеряется градиент температуры в градусах на метр. Градиент температуры отличен от нуля, если есть разность температур. Так, например, в кладке печи при ее работе есть градиент температур по толщине кладки, направленный от наружной (более холодной) к внутренней (более горячей) поверхности кладки и показывающий, на сколько увеличивается температура на каждый миллиметр толщины кладки при движении от наружной к внутренней поверхности.

Количество теплоты, проходящее в единицу времени через поверхность тела, называют тепловым потоком Q .

Если тепловой поток отнести к единице площади, то получим плотность теплового потока:

$$q = \frac{Q}{F} \quad (76)$$

Процесс теплопроводности, то есть связь между количеством теплоты dQ , проходящим через элементарную площадку dF , расположенную на изотермной поверхности, за промежуток времени dt , и градиентом температуры $\text{grad}t$, описывается законом Фурье:

$$dQ = -\lambda dF d\tau \text{grad}t = -\lambda dF d\tau \frac{dt}{dn} \quad (77)$$

Минус в правой части показывает, что в направлении теплового потока температура убывает, а градиент температуры направлен в противоположную сторону – в сторону возрастания температуры.

Коэффициент пропорциональности в уравнении Фурье λ называется коэффициентом теплопроводности. Он характеризует способность материала проводить тепло и используется для сравнения и выбора материалов при проектировании тепловых аппаратов.

Физический смысл понятен при его определении из закона Фурье:

$$\lambda = - \frac{dQ}{dF d\tau grad t} \quad (78)$$

Из уравнения следует, что численное значение коэффициента теплопроводности определяет количество теплоты, проходящей через единицу изотермной поверхности в единицу времени при условии, что градиент температуры равен единице.

Последнее уравнение используется для экспериментального определения коэффициента теплопроводности различных материалов, чему и посвящена данная работа.

Для различных веществ величина коэффициента теплопроводности различна и существенно зависит от природы материала и температуры. Для большинства чистых металлов (за исключением алюминия) коэффициент теплопроводности с ростом температуры уменьшается.

Зависимость коэффициента теплопроводности от температуры выражается следующим уравнением:

$$\lambda = c + bt \quad (79)$$

Значительное влияние на коэффициент теплопроводности может оказывать давление, а у пористых материалов – влажность, причем теплопроводность влажного материала может быть больше, чем теплопроводность сухого материала и воды в отдельности.

В справочниках всегда приводят условия, при которых определялся коэффициент теплопроводности данного вещества.

В данной работе определяется коэффициент теплопроводности сплавов (сталь и латунь). Для стали в зависимости от состава и температуры $\lambda_{ст} =$ от 25 Вт/(м·°С) до 50Вт/(м·°С), а для латуни $\lambda_{л} =$ от 100 Вт/(м·°С) до 150 Вт/(м · °С).

Установка (рисунок 15) состоит из трех сосудов. Сосуд 1 заполнен водой 2, которая доводится до кипения с помощью электрического кипятильника 3. Сосуд 1 соединен с двумя крайними сосудами 4 и 5 с помощью двух стержней 6 и 7. Сосуд 4 и стержень 6 изготовлены из стали, а сосуд 5 и стержень 7 – из латуни. Температура воды в крайних сосудах контролируется термометрами 8. Для уменьшения потерь теплоты в окружающую среду сосуды и стержни помещены в корпус 9, который заполнен теплоизоляционным материалом 10.

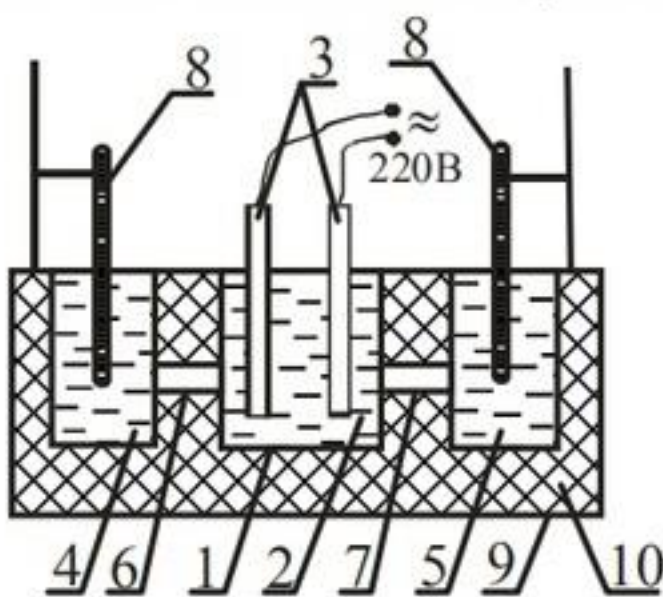


Рисунок 15 – Схема лабораторной установки

При кипении воды в среднем сосуде происходит распространение теплоты через стержни к крайним сосудам, заполненным водой. Количество теплоты Q , прошедшее через стержни, определяется по изменению теплосодержания воды в крайних сосудах. Площадь поверхности, через которую проходит тепло, опреде-

ляется как площадь сечения стержня . Градиент температуры определяется как отношение разности температур воды в среднем и крайнем сосудах к длине стержня.

Средний сосуд заполняют водой и включают кипятильник. Воду в сосуде доводят до кипения, выдерживают 12 минут для установления стационарного теплового режима и заливают в крайние сосуды мерное количество воды.

Затем через каждые 2 минуты производят замеры температуры в крайних сосудах с помощью термометров 8 с точностью до 0,2 °С.

Результаты измерений заносят в таблицу 15.

Таблица 15 – Результаты измерений

№	Время , с	Температура воды в стальном сосуде, °С	Температура воды в латунном сосуде, °С
1	0		
2	120		
3	240		
4	360		
5	480		
6	600		
7	720		

Расчет коэффициента теплопроводности для стали и латуни проводят по формуле

$$\lambda = \frac{QL}{F\tau \cdot (t_1 - t_2)}, \quad (80)$$

где Q - количество теплоты, полученное крайним сосудом и водой в нем за счет прохождения тепла через стержень, Дж:

$$Q = m_B c_B (t_K - t_H) + m_C c_C (t_K - t_H), \quad (81)$$

где m_B - масса воды в крайнем сосуде, кг;

C_B - теплоемкость воды, Дж / (кг °С);

m_C - масса сосуда, кг;

C_C - теплоемкость сосуда, Дж / (кг °С);

t_K - температура воды в крайнем сосуде в конце опыта, °С;

t_H - температура воды в крайнем сосуде в начале опыта;

Конечная температура в предыдущем опыте является начальной для последующего. В данной работе проводится 6 опытов (таблица 6), т.е. для каждого сплава необходимо рассчитать коэффициент теплопроводности λ 6 раз.

Расчет λ проводят отдельно для стального и латунного стержней. Затем строят графики зависимости коэффициента теплопроводности от температуры [$\lambda=f(t_2)$] для стали и латуни. Графики выполняются на листе отчета, можно совмещать обе зависимости на одном графике. После построения графиков необходимо сделать вывод о характере от температуры для латуни и стали, сравнить полученные λ зависимости результаты с табличными и объяснить отличие результатов (λ стали при 20°С составляет 31 Вт/(м °С), λ латуни при 20°С составляет 100 Вт/(м· °С)).

Таблица 16 – Исходные данные

№ Варианта	F, м ²	L, м
1	2	3
1	0,05	0,01
2	0,045	0,02
3	0,04	0,025
4	0,035	0,03
5	0,03	0,035

Продолжение таблицы 16

1	2	3
6	0,025	0,04
7	0,025	0,045
8	0,02	0,05
9	0,015	0,055
10	0,015	0,06
11	0,01	0,065
12	0,005	0,07
13	0,005	0,075
14	0,005	0,08
15	0,005	0,085

Контрольные вопросы:

- 1 Сущность процесса теплопроводности.
- 2 В чем заключается механизм распространения теплоты теплопроводностью в различных телах?
- 3 Что такое температурное поле?
- 4 Чем отличается нестационарный тепловой режим от стационарного?
- 5 Как перейти от нестационарного теплового режима к стационарному?
- 6 Понятие изотермной поверхности.
- 7 Физический смысл градиента температуры.
- 8 Понятие теплового потока и плотности теплового потока.
- 9 Формулировка закона Фурье.

2.3 Лабораторная работа № 3. Построение годовых графиков тепловой нагрузки

Цель работы: Закрепить полученные знания в построение годовых графиков тепловой нагрузки системы теплоснабжения.

Программа занятия:

1 Ознакомиться с алгоритмом построения годового графика тепловой нагрузки

2 По заданным исходным данным построить годовой график тепловой нагрузки для своего варианта

Годовые графики тепловых нагрузок состоят из графика часового расхода теплоты и графика продолжительности тепловой нагрузки (Рисунок 16).

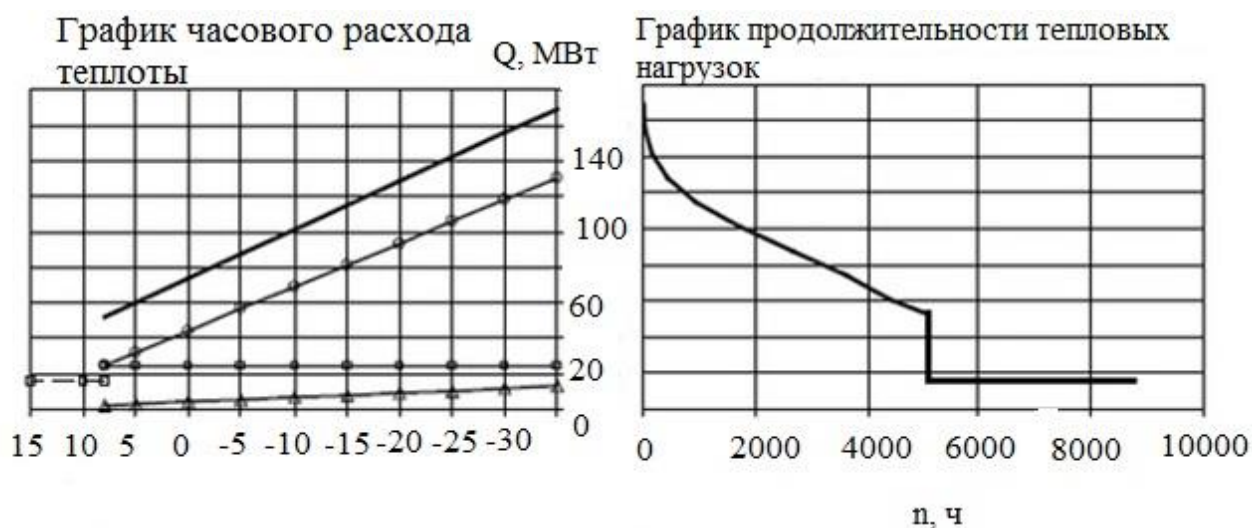


Рисунок 16- Годовые графики тепловых нагрузок

Годовые графики тепловой нагрузки строят на основании известных расчетных расходов теплоты по всем видам тепловой нагрузки:

1 Зависимость среднечасовой тепловой нагрузки от наружной температуры воздуха

$$Q_0 = f(t_n), Q_v = f(t_n), Q_h = const \quad (82)$$

По оси абсцисс откладывают температуру наружного воздуха t_n , а по оси ординат - значения часовых расходов теплоты.

Часовые расходы теплоты на отопление и вентиляцию представляют собой линейные зависимости от температуры наружного воздуха и могут быть построены по двум точкам: при t_0 и $t_n = 8$ °С. Тепловая нагрузка на горячее водоснабжение - круглогодичная, не зависящая от температуры наружного воздуха, в течение отопительного периода условно принимается постоянной.

Суммарный график расходов теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение строится путем сложения соответствующих ординат тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение в характерных точках при температурах наружного воздуха $t_{н.к}$ и t_0 .

2 График продолжительности суммарной тепловой нагрузки в течение года $Q=f(n)$. Для построения этой зависимости необходимо иметь график $\sum Q = f(t_n)$ и длительность стояния наружных температур в данной местности.

По оси абсцисс графика продолжительности откладывают для каждой наружной температуры число часов, в течение которых наблюдается наружная температура, равная и ниже той, для которой производится построение. Через точки, соответствующие длительности стояния различных наружных температур, проводят вертикали. На эти вертикали переносятся ординаты, равные среднечасовым расходам теплоты при тех же температурах из графика $\sum Q = f(t_n)$. Полученные точки соединяются плавной линией, которая представляет график продолжительности суммарной тепловой нагрузки $\sum Q$ в течение отопительного периода n_0 .

В летний период основным видом теплового потребления остается горячее водоснабжение, которое постоянно и не зависит от наружной температуры. С учетом этого получают график продолжительности тепловых нагрузок в течение года.

Общая площадь, ограниченная осями координат Q - n и кривой продолжительности тепловой нагрузки представляет собой годовой расход теплоты проектируемого района $\sum Q^{\text{год}}$, ГВт·ч.

Зная годовой расход теплоты по графику продолжительности тепловой нагрузки можно определить основные показатели отпуска тепловой энергии от источника теплоснабжения:

- среднюю тепловую нагрузку за отопительный сезон;
- число часов использования максимальной нагрузки за отопительный сезон;
- коэффициент часовой неравномерности расхода теплоты за отопительный сезон.

Если на оси абсцисс графика продолжительности построить прямоугольник с основанием, равным продолжительности отопительного периода n_0 и площадью, равной площади графика продолжительности в пределах отопительного сезона $Q_c^{\text{год}}$, то высота этого прямоугольника будет равна среднему расходу теплоты Q_c^{cp} , Вт, за отопительный сезон:

$$Q_c^{\text{cp}} = Q_c^{\text{год}} / n_0, \quad (83)$$

где $Q_c^{\text{год}}$ - годовой расход теплоты в течение зимнего сезона, ГВт·ч, определяется по формуле:

$$Q_c^{\text{год}} = Q_o^{\text{год}} + Q_v^{\text{год}} + Q_{hm} n_0 \quad (84)$$

Если на оси ординат графика продолжительности построить прямоугольник высотой, равной максимальной суммарной тепловой нагрузке $\sum Q^{\text{max}}$, и площадью, равной площади графика продолжительности в пределах отопительного сезона $Q_c^{\text{год}}$, то основание этого прямоугольника будет равно длительности использования максимальной тепловой нагрузки за отопительный сезон $n_{\text{и.м}}$, ч:

$$n_{\text{и.м}} = Q_c^{\text{год}} / \sum Q^{\text{max}} \quad (85)$$

Коэффициент часовой неравномерности расхода теплоты за отопительный сезон можно определить по формуле:

$$k_{\text{ч}} = \sum \frac{Q^{\text{max}}}{Q_{\text{сез}}^{\text{ср}}} = \frac{n_0}{n_{\text{и.м}}} \quad (86)$$

Величины $n_{\text{и.м}}$ и $k_{\text{ч}}$ характеризуют неравномерность потребления теплоты за отопительный сезон продолжительностью n_0 .

Известны максимальные тепловые нагрузки потребителей жилого района города. Построить годовые графики тепловой нагрузки района (рисунок 17).

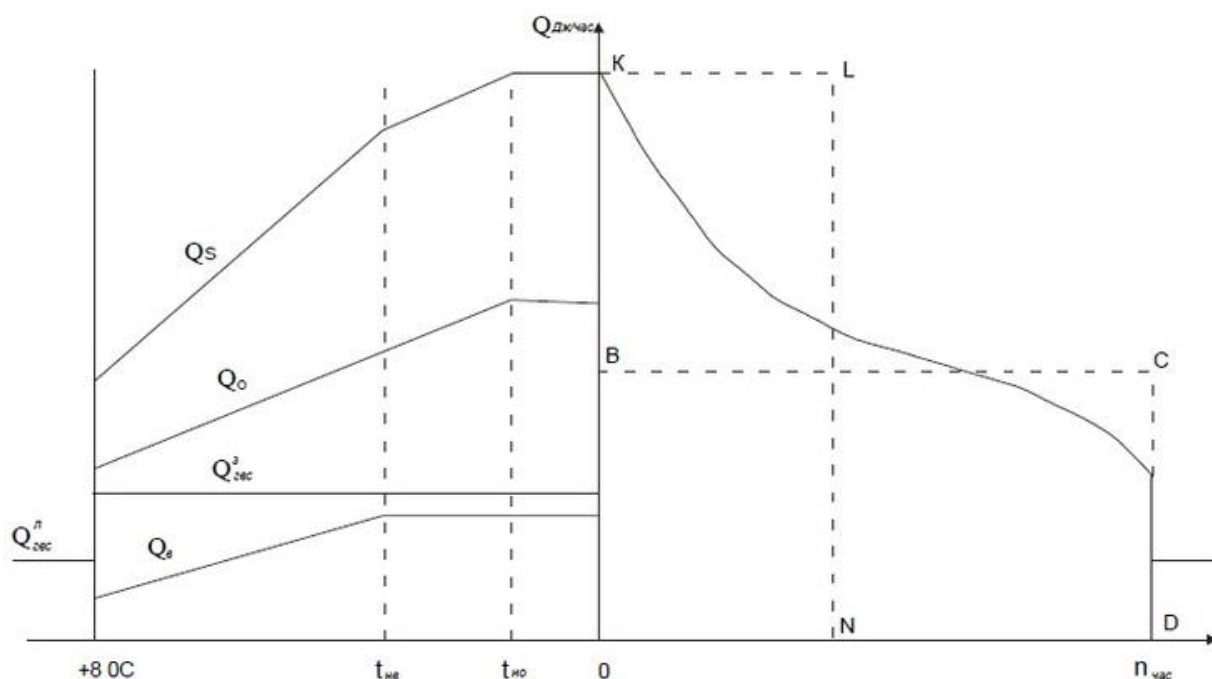


Рисунок 17 - Годовой график тепловой нагрузки

Определить основные показатели отпуска тепловой энергии в течение отопительного сезона и отметить их на графике продолжительности тепловых нагрузок.

Таблица 17– Исходные данные

№ Вари- анта	Город	Q_{0max} , МВт	$Q_{v max}$, МВт	$Q_{h max}$, МВт	x, %	n_v , ч
1	Брест	80	15	27	10	5
2	Могилев	55	27	45	7	10
3	Гродно	70	25	35	13	12
4	Гомель	85	30	30	12	7
5	Гомель	60	10	43	8	14
6	Могилев	57	17	37	9	8
7	Гродно	67	23	40	14	6
8	Витебск	77	20	33	11	13
9	Витебск	50	13	25	6	11
10	Брест	65	8	47	12	9
11	Краснодар	67	8	30	6	9
12	Иваново	55	10	33	12	11
13	Омск	85	13	35	8	13
14	Красноярск	77	17	40	9	6
15	Уфа	65	20	25	11	7

Контрольные вопросы:

- 1 Что включает в себя годовой график тепловой нагрузки ?
- 2 Как определить коэффициент неравномерности часовой нагрузки расхода теплоты за отопительный сезон ?
- 3 Каким образом строятся графики продолжительности суммарной тепловой нагрузки в течение года ?
- 4 Как определяется годовой расход теплоты в течение зимнего сезона ?
- 5 Алгоритм построения годового графика тепловой нагрузки.

2.4 Лабораторная работа № 4. Обработка приточного воздуха

Цель работы: Расширить полученные знания по работе системам вентиляции и кондиционирования воздуха.

Программа занятия:

- 1 Закрепить теоретические знания по обработке приточного воздуха
- 2 Научиться подбирать соответствующее оборудование для подготовки и обработки приточного воздуха

Нагревание воздуха в приточных камерах вентиляционных систем производится в теплообменных аппаратах, называемых калориферами. В качестве греющей среды может использоваться горячая вода, пар, электроэнергия.

Широко применяются калориферы биметаллические со спирально-накатным оребрением: КСк3 и КСк4, КПЗ–СК и КП4–СК. В качестве теплоносителя в калориферах КСк3 и КСк4 используется перегретая вода с рабочим избыточным давлением до 1,2 МПа и температурой до 180 °С. Теплоноситель в калориферах КПЗ–СК и КП4–СК – пар с избыточным давлением до 1,2 МПа.

Технические характеристики калориферов КСк3 приведены в таблице 18. Ширина одного калорифера КСк3 (глубина по ходу воздуха) – 180 мм.

Таблица 18- Технические характеристики калориферов КСк3

Обозначение	$F_n, \text{ м}^2$	$f_b, \text{ м}^2$	$f_v, \text{ м}^2$	A	Размер калорифера: длина × высота, м
1	2	3	4	5	6
КСк 3-5	10,20	0,21	0,0008	11,20	0,42 × 0,5
КСк 3-6	13,26	0,27	0,000846	12,12	0,53 × 0,5

Продолжение таблицы 18

1	2	3	4	5	6
КСк 3-7	16,34	0,33	0,000846	12,97	0,65×0,5
КСк 3-8	19,42	0,39	0,000846	13,83	0,78×0,5
КСк 3-9	22,50	0,46	0,000846	14,68	0,9×0,5
КСк 3-10	28,66	0,58	0,000846	16,39	1,15×0,5
КСк 3-11	83,12	1,66	0,00258	34,25	1,7×1,0
КСк 3-12	125,27	2,49	0,0030	64,29	1,7×1,5

Установка калориферов по отношению к проходящему через них воздуху может быть параллельной и последовательной. При последовательной схеме увеличивается скорость воздуха, что приводит к повышенной теплоотдаче калориферов, но при этом возрастает сопротивление калориферной установки.

Присоединение трубопроводов к многоходовым калориферам осуществляется по двум схемам – параллельной и последовательной. Оптимальная скорость движения воды в трубках от 0,2 м/с до 0,5 м/с. При теплоносителе воде в основном применяют последовательное соединение калориферов по воде и параллельное – по воздуху.

В результате расчета калориферов определяется их тип, номер, количество, схемы соединения по воздуху и теплоносителю, аэродинамическое и гидравлическое сопротивление.

Расчет проводят в следующем порядке:

1 Расход теплоты для нагревания воздуха, Вт, определяют по формуле:

$$Q = 0,28 \cdot L \cdot \rho_k \cdot c \cdot (t_k - t_n), \quad (87)$$

где L – расход нагреваемого воздуха (для холодного периода года), м³/ч;

ρ_k – плотность воздуха, кг/м³, при температуре t_k , °С;

c – удельная теплоемкость воздуха – 1,005 кДж/(кг·°С);

t_n – температура воздуха до калорифера, °С, принимают равной $t_{хол}$ для холодного периода года;

t_k – температура воздуха после калорифера, °С.

2 Задаются предварительной массовой скоростью воздуха в живом сечении калорифера $v\rho'$ в пределах от 3 кг/(м²·с) до 8 кг/(м²·с).

3 Определяют живое (фронтальное) сечение для прохода воздуха, м², по формуле:

$$f'_B = \frac{L \cdot \rho_k}{3600 \cdot v\rho'} \quad (88)$$

4 По справочным данным (таблица 8), исходя из полученного значения f'_B , подбирают тип, номер и число устанавливаемых параллельно по воздуху и последовательно по теплоносителю калориферов, суммарная площадь живого сечения которых $\sum f_B$ приблизительно равна f'_B . Выписывают табличные данные: поверхность нагрева одного калорифера F_n , м², живое сечение для прохода воды $f_{тр}$, м².

5 Находят действительную массовую скорость, кг/(м²·с):

$$v\rho = L \cdot \rho / (3600 \cdot \sum f_B) \quad (89)$$

6 Находят массовый расход воды, кг/ч:

$$G_{ж} = \frac{Q}{0,28 \cdot c_{ж}(t_{гор} - t_{обр})} \quad (90)$$

где $c_{ж}$ – удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·°С);

$t_{гор}$ – температура горячей (подающей) воды, °С;

$t_{обр}$ – температура обратной воды, °С.

7 Находят скорость воды в трубках калориферов, м/с:

$$v_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{ж}}}{f_{\text{тр}} \cdot 1000 \cdot 3600} \quad (91)$$

8 По массовой скорости $v\rho$ и скорости воды $v_{\text{тр}}$ находят коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·°С).

9 Находят требуемую площадь поверхности нагрева калориферов, м²:

$$F_{\text{тр}} = \frac{1.1 \cdot Q}{k(t_{\text{ср}}^{\text{T}} - t_{\text{ср}}^{\text{B}})} \quad (92)$$

где Q – расход теплоты для нагревания воздуха, Вт;

$t_{\text{ср}}^{\text{T}}$ – средняя температура теплоносителя, °С (для воды $t_{\text{ср}}^{\text{T}} = (t_{\text{гор}} + t_{\text{об}})/2$, для пара давлением до 0,03 МПа $t_{\text{ср}}^{\text{T}} = 100$ °С, для пара давлением свыше 0,03 МПа $t_{\text{ср}}^{\text{T}}$ равна температуре насыщенного пара, соответствующая его давлению) [16];

$t_{\text{ср}}^{\text{B}}$ – средняя температура нагреваемого воздуха, °С;

k – коэффициент теплопередачи калорифера, Вт/(м²·°С).

10 Определяют общее число устанавливаемых калориферов, шт.:

$$n' = \frac{F_{\text{тр}}}{F_{\text{н}}} \quad (93)$$

Округляя число калориферов до ближайшего целого n , находят действительную площадь поверхности нагрева, $F_{\text{д}}$, м², калориферной установки:

$$F_{\text{д}} = F_{\text{н}} \cdot n \quad (94)$$

11 Определяют запас поверхности нагрева калориферной установки, %:

$$\varphi = \frac{(F_d - F_{тр}) \cdot 100}{F_{тр}} \quad (95)$$

Запас поверхности нагрева должен быть не более 10 %. При избыточной тепловой мощности калориферной установки более 10 % следует применить другую модель или номер калорифера и произвести повторный расчет.

12 Определяют аэродинамическое сопротивление калорифера по массовой скорости воздуха. В зависимости от схемы установки калориферов по воздуху определяют их общее аэродинамическое сопротивление ΔP_{κ} , Па (при последовательной по воздуху установке калориферов потерю давления определяют умножением потери давления одного ряда калориферов на число рядов).

13 Гидродинамическое сопротивление калорифера проходу воды $\Delta P_{тр}$, кПа,

$$\Delta P_{тр} = A \cdot v_{тр}^2, \quad (96)$$

где A – коэффициент, принимаемый по таблице 18.

Гидравлическое сопротивление установки определяют умножением сопротивления одного калорифера на число калориферов, подключенных последовательно по воде.

Таблица 19 – Исходные данные

№ варианта	Город	L, м ³ /ч	t _{пр} , °C	t _{гор} , °C	t _{об} , °C
1	2	3	4	5	6
1	Архангельск	250	13	150	70
2	Барнаул	220	15	130	70
3	Волгоград	230	14	110	70

Продолжение таблицы 19

1	2	3	4	5	6
4	Екатеринбург	210	12	150	70
5	Златоуст	200	10	130	70
6	Иваново	195	16	110	70
7	Красноярск	200	14	90	70
8	Махачкала	180	12	110	70
9	Николаев	220	15	130	70
10	Оренбург	230	13	150	70
11	Пермь	240	10	90	70
12	Рязань	200	12	110	70
13	Сочи	250	11	130	70
14	Томск	220	13	110	70
15	Челябинск	180	12	130	70

Контрольные вопросы:

- 1 Для каких целей необходимо подготавливать приточный воздух ?
- 2 Назначение калорифера в системе вентиляции помещений ?
- 3 Принцип работы калорифера.
- 4 Чем обусловлены отличия в технических характеристиках калориферов типа КСкЗ ?
- 5 Алгоритм подбора калорифера для обработки приточного воздуха.

2.5 Лабораторная работа № 5. Построение процессов СКВ на I-d диаграмме

Цель работы: Закрепить теоретические и практические знания по построению процессов СКВ на I-d диаграмме.

Программа занятия:

- 1 Научиться строить луч процесса на I-d диаграмме
- 2 Изучить построение процессов для СКВ на I-d диаграмме для теплого и холодного периода года
- 3 Построение процессов СКВ на I-d диаграмме с одной ступенью рециркуляции для теплого и холодного периода года

Построение луча процесса

Положение луча процесса в *I-d*-диаграмме определяют угловым коэффициентом ε . Этот параметр называют также тепловлажностным отношением, т. к. он показывает величину приращения количества полной теплоты на 1 кг полученной (или отданной) воздухом влаги. Коэффициент ε имеет размерность кДж/кг:

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot \sum Q_{изб}^{пол}}{W}, \quad (97)$$

где $Q_{изб}^{пол}$ – поток полной теплоты, Вт;

W – расход влаги, кг/ч.

Линии процесса наносятся на *I-d*-диаграмму несколькими способами. Ниже рассмотрен способ с использованием углового масштаба на *I-d*-диаграмме.

Прямоточная схема СКВ для теплого периода.

Предлагается следующий порядок построения процесса на *I-d*-диаграмме влажного воздуха [17]:

а) нахождение на $I-d$ -диаграмме положения точек Н и В, характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха;

б) проведение через точку В луча процесса с учетом величины углового коэффициента ε ;

в) определение положения других точек:

– точка П (т. е. состояния приточного воздуха), которая лежит на пересечении изотермы $t_{п}$ с лучом процесса;

– точка П' (т. е. состояния приточного воздуха на выходе из второго воздухонагревателя ВН2), для чего от точки П вертикально вниз откладывают отрезок в $1\text{ }^{\circ}\text{C}$;

– точка О (т. е. состояния воздуха на выходе из оросительной форсуночной камеры (ОКФ)), для чего от точки П вниз по линии $d = \text{const}$ проводят линию до пересечения с $\varphi = 90\%$;

– точки У (т. е. состояния воздуха, уходящего из помещения), лежащей на пересечении изотермы t_y с лучом процесса; если $t_y = t_{в}$, то точка У соответствует положению точки В и при построении ее не указывают на $I-d$ -диаграмме.

Все базовые точки найдены. Их соединяют прямыми линиями (рисунок 18).

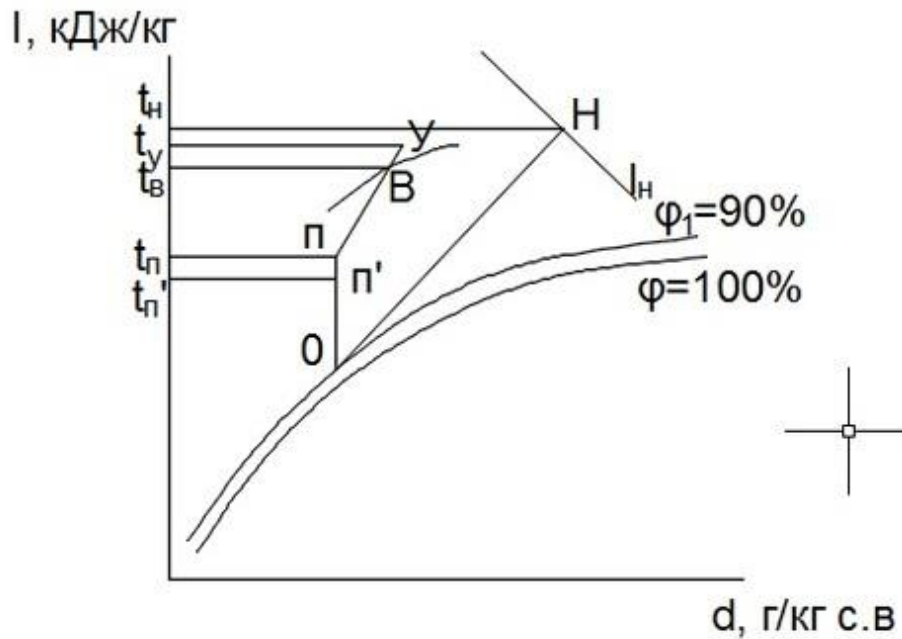


Рисунок 18- Прямоточная схема СКВ для теплого периода

Физический смысл найденных отрезков следующий: НО – процесс осушки и охлаждения воздуха в ОКФ, ОП' – нагрев воздуха во втором воздухонагревателе, П'П – нагрев воздуха в воздуховодах и вентиляторе, П'ВУ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Расход теплоты во втором воздухонагревателе, кДж/ч, определяют по уравнению:

$$Q_{\text{вн2}} = G_{\text{ТП}}(I_{\text{п}'} - I_0) \quad (98)$$

Расход холода в ОКФ, кДж/ч, определяют по формуле:

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{ТП}}(I_{\text{н}} - I_0) \quad (99)$$

Количество сконденсированных паров воды из воздуха в ОКФ, кг/ч, равно:

$$W_{\text{к}} = G_{\text{ТП}}(d_{\text{н}} - d_0) \cdot 10^3 \quad (100)$$

Прямоточная схема СКВ для холодного периода.

Предлагается следующий порядок построения процесса на $I-d$ -диаграмме:

- а) нахождение на $I-d$ -диаграмме положения базовых точек В и Н;
- б) проведение через точку В луча процесса с учетом величины углового коэффициента ε ;
- в) определение положения точек П, У, О, К:
 - точки У, расположенной на пересечении изотермы t_y с лучом процесса;
 - точки П, расположенной на пересечении изоэнтальпы $I_{\text{п}}$ с лучом процесса; численное значение энтальпии $I_{\text{п}}$ приточного воздуха для холодного периода года вычисляют предварительно из уравнения:

$$I_{\text{п}} = I_y - \frac{\sum Q_{\text{хп}}^{\text{пол}}}{0,278 \cdot G_{\text{тп}}}, \quad (100)$$

где I_y – энтальпия воздуха, уходящего из помещения в холодный период года, которую определяют по положению точки У на $I-d$ -диаграмме, кДж/кг;

$\sum Q_{\text{хп}}^{\text{пол}}$ – суммарные полные теплоизбытки в помещении в холодный период года, Вт;

$G_{\text{тп}}$ – производительность СКВ в теплый период года, кг/ч;

- точки О, расположенной на пересечении линии $d_{\text{п}}$ с линией $\varphi = 90 \%$;
- точки К, расположенной на пересечении линии $d_{\text{н}}$ с изоэнтальпой $I_{\text{о}}$.

Все базовые точки найдены. Их соединяют прямыми линиями (рисунок 19).

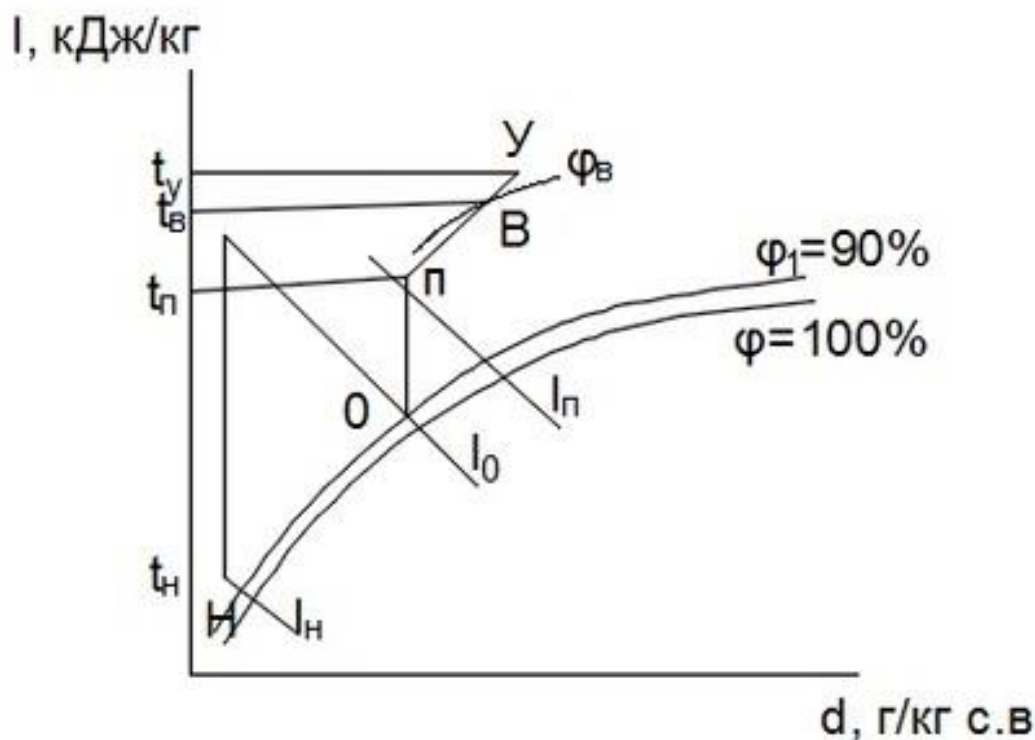


Рисунок 19- Прямоточная схема СКВ для холодного периода.

Физический смысл отрезков следующий: НК – нагрев воздуха в воздухонагревателе первой ступени, КО – адиабатическое охлаждение воздуха, ОП – нагрев воздуха в воздухонагревателе второй ступени, ПВУ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Расход теплоты в первом воздухонагревателе, кДж/ч, определяют по уравнению:

$$Q_{вн1} = G_{тп}(I_0 - I_H) \quad (101)$$

Расход теплоты во втором воздухонагревателе, кДж/ч, определяют по формуле:

$$Q_{вн2} = G_{тп}(I_п - I_0) \quad (102)$$

Количество воды, кг/ч, испарившейся при адиабатическом увлажнении воздуха в ОКФ:

$$W_{\text{исп}} = G_{\text{тп}}(d_o - d_k) \cdot 10^3 \quad (103)$$

Схема СКВ с первой рециркуляцией для теплого периода.

Предлагается следующий порядок построения процесса на $I-d$ -диаграмме:

- определение положения точек Н, В, П, П', О, У;
- определение положения точки У' (т. е. состояния рециркуляционного воздуха перед его смешиванием с наружным воздухом), для чего от точки У по линии $d = \text{const}$ откладывают вверх отрезок в $0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- точка С (то есть состояние воздуха после смешения рециркуляционного воздуха с наружным воздухом). Точки У' и Н соединяют прямой.

Отрезок У'Н характеризует процесс смешивания рециркуляционного и наружного воздуха. Точка С находится на прямой У'Н (на пересечении с I_c).

Энтальпию I_c , кДж/кг, точки С вычисляют по уравнению:

$$I_c = \frac{I_H \cdot G_H + I_{y'} \cdot G_{1p}}{G_{\text{тп}}}, \quad (104)$$

где G_{1p} – расход воздуха первой рециркуляции, кг/ч:

$$G_{1p} = G_{\text{тп}} + G_H \quad (105)$$

Точки С и О соединяют прямой. Получившийся отрезок СО характеризует политропический процесс тепловлажностной обработки воздуха в оросительной камере. Все базовые точки найдены. Их соединяют прямыми линиями (рисунок 20).

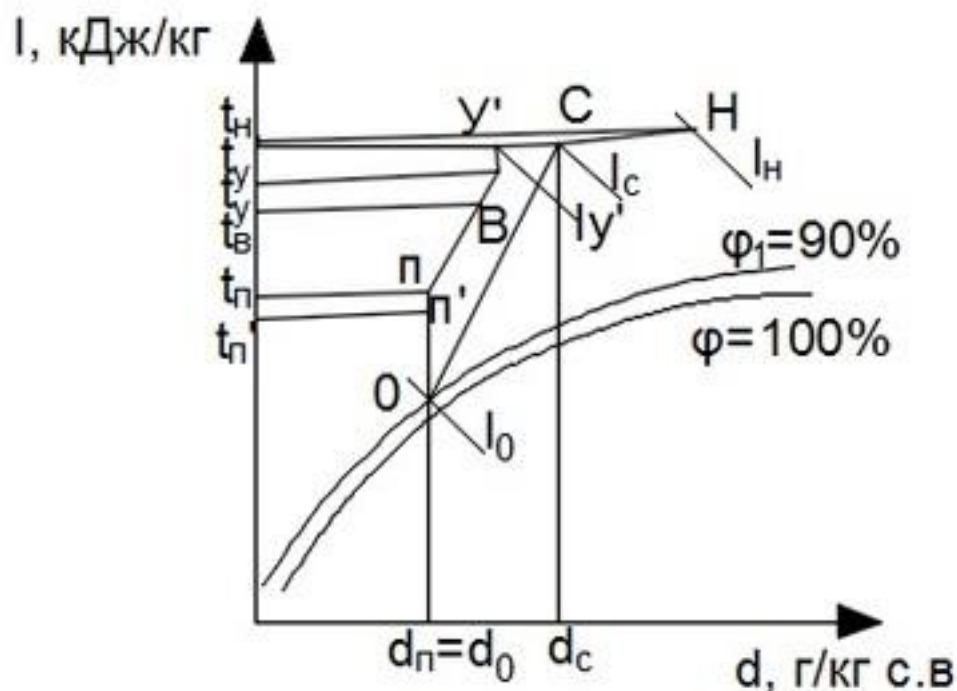


Рисунок 20- Схема СКВ для теплого периода времени с рециркуляцией

Расход теплоты в воздухонагревателе, кДж/ч, определяют по уравнению (3.11), расход холода в ОКФ определяют по уравнению:

$$Q_{\text{хол}}^{\text{рец}} = G_{\text{ТП}}(I_c - I_o) \quad (106)$$

Количество сконденсированных паров воды из воздуха в ОКФ, кг/ч, равно:

$$W_k = G_{\text{ТП}}(d_c - d_o) \cdot 10^3 \quad (107)$$

Схема СКВ с первой рециркуляцией для холодного периода.

Для холодного периода года возможно применение двух вариантов схем с рециркуляцией воздуха: I вариант – смешивание наружного и рециркуляционного воздуха производят до первого воздухонагревателя (рисунок 21 а) и II вариант – смешивание наружного и рециркуляционного воздуха производят после первого воздухонагревателя (рисунок 21 б.).

Рассмотрим I вариант.

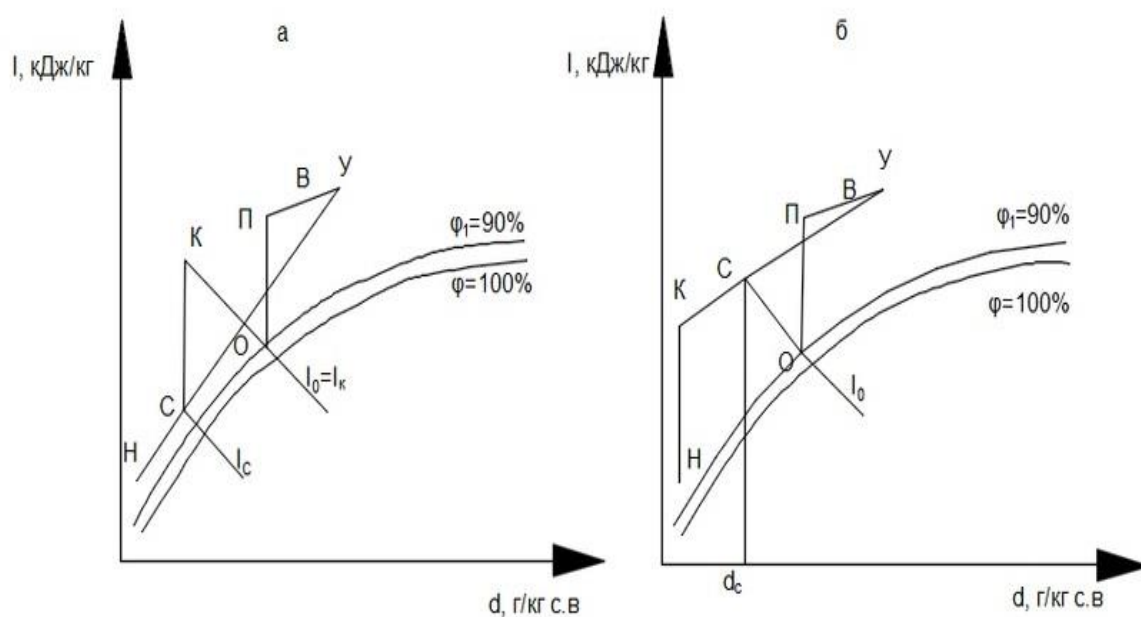


Рисунок 21- Схемы СКВ для холодного периода с первой рециркуляцией:

а – смешивание наружного и рециркуляционного воздуха осуществляется до первого воздухонагревателя; *б* – смешивание наружного и рециркуляционного воздуха осуществляется после первого воздухонагревателя.

Предлагается следующий порядок построения процесса смешивания воздуха на *I-d*-диаграмме влажного воздуха [1]:

- определение положения точек Н, В, У, П, О;
- определение положения точки С (т. е. состояния воздуха после смешивания наружного воздуха с рециркуляционным).

Точки Н и У соединяют прямой.

Отрезок НУ характеризует процесс смешивания рециркуляционного и наружного воздуха. Точка С находится на прямой НУ (на пересечении с изотермой I_c). Величину I_c определяют по уравнению:

$$I_c = \frac{I_H \cdot G_H + I_Y \cdot G_{1p}}{G_{\text{ТП}}} \quad (108)$$

Величину G_{1p} определяют по уравнению (108);

– определение положения точки К, характеризующей состояние воздуха на выходе из первого воздухонагревателя ВН1 и находящейся на пересечении линии $d_c = \text{const}$ с изоэнтальпой I_0 .

Таким образом, отрезок НУ определяет процесс смешивания наружного и рециркуляционного воздуха, СК – нагрев воздуха в воздухонагревателе первой ступени, КО – обработку воздуха в оросительной камере, ОП – нагрев воздуха в воздухонагревателе второй ступени, ПВУ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Рассмотрим II вариант (наружный и рециркуляционный воздух смешиваются после первого воздухонагревателя).

Предлагается следующий порядок построения процессов на $I-d$ -диаграмме:

– определение положения точек Н, В, У, П, О;

– определение положения точки С (т. е. состояния воздуха после смешивания наружного воздуха, прошедшего нагрев в первом воздухонагревателе ВН1, с уходящим из помещения воздухом), расположенной на пересечении изоэнтальпы I_0 с линией $d_c = \text{const}$; численное значение d_c вычисляют из уравнения:

$$d_c = \frac{d_n \cdot G_n + d_y \cdot G_{1p}}{G_{\text{тп}}} \quad (109)$$

– определение положения точки К, находящейся на пересечении линии $d_n = \text{const}$ с продолжением прямой УС.

Таким образом, отрезок НК определяет процесс нагрева наружного воздуха в первом воздухонагревателе, КУ – процесс смешивания нагретого наружного и рециркуляционного воздуха, СО – процесс адиабатического увлажнения воздуха в оросительной камере, ОП – процесс нагрева воздуха во втором воздухонагревателе, ПВУ – процесс в помещении.

Исходные данные

Построение процесса обработки воздуха на I-d-диаграмме влажного воздуха для прямоточной системы кондиционирования воздуха в теплый период года.

Таблица 20 – Исходные данные

№ Варианта	$t_{в}, ^\circ\text{C}$	$\phi_{в}, \%$	$t_{н}, ^\circ\text{C}$	$I_{н}, \text{кДж/кг}$	$Q, \text{кВт}$	$D, \text{кг/ч}$
1	21	50	28	54,4	48,4	10,3
2	21	45	26	50,0	43,2	9,8
3	21	65	27	60,2	65,2	12,2
4	21	70	25	57,8	54,8	10,5
5	21	55	20	56,3	32,1	11,2
6	21	40	24	49,2	68,3	12,6
7	21	60	23	51,8	74,2	9,7
8	21	70	26	62,9	59,5	14,8
9	21	55	27	55,7	43,6	12,7
10	21	65	28	53,9	84,1	13,5
11	21	75	30	64,8	62,2	9,4
12	21	45	25	42,9	74,3	10,0
13	21	30	26	56,1	85,1	15,3
14	21	70	22	63,5	55,0	12,9
15	21	60	24	74,2	49,3	11,4

Контрольные вопросы:

- 1 Назначение I-d диаграммы.
- 2 Алгоритм построения луча процесса на I-d диаграмме.
- 3 Построение прямоточная схемы СКВ для холодного периода года.
- 4 Построение луча процесса на I-d диаграмме для СКВ с первой ступенью рециркуляции для теплого периода года.

5 Построение луча процесса на I-d диаграмме для СКВ с первой степенью рециркуляции для холодного периода года.

2.6 Лабораторная работа № 6. Регулирование тепловой нагрузки

Цель работы: Закрепить знания по методам регулирования тепловой нагрузки.

Программа занятия: Научиться осуществлять регулирование однородной и разнородной тепловой нагрузки в зависимости от выбора системы теплоснабжения.

Регулирование отпуска теплоты- искусственное изменение параметров и расхода теплоносителя в соответствии с фактической потребностью абонентов. На режим регулирования водяных систем теплоснабжения в основном влияют вид преобладающей тепловой нагрузки и схемы узлов присоединения абонентов.

Для водяных тепловых сетей при центральном качественном регулировании в системах теплоснабжения с преобладающей (более 65 %) жилищно-коммунальной нагрузкой следует принимать регулирование по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения, а при тепловой нагрузке жилищно-коммунального сектора менее 65 % от суммарной тепловой нагрузки и доле средней нагрузки горячего водоснабжения менее 15 % от расчетной нагрузки отопления- регулирование по нагрузке отопления.

Для закрытых систем теплоснабжения в зависимости от соотношения максимальных тепловых потоков на горячее водоснабжение и на отопление присоединение водоподогревателей горячего водоснабжения принимать:

- при $\rho_{\max} = Q_{h\max} / Q_{0\max} = 0,2-1,0$ - двухступенчатые схемы;
- при остальных соотношениях- одноступенчатую параллельную.

Причем при регулировании по отопительной нагрузке используется двухступенчатая схема.

При регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения могут использоваться:

- двухступенчатая смешанная схема с установкой электронного регулятора расхода теплоты с ограничением максимального расхода воды на ввод;
- двухступенчатая последовательная схема.

В открытых системах теплоснабжения при регулировании по отопительной нагрузке системы отопления и горячего водоснабжения абонентов присоединяют к тепловым сетям по принципу нормальной подачи теплоты. В случае регулирования по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения применяют схемы со связанной подачей теплоты в систему отопления.

Регулирование тепловых процессов производят с помощью температурных графиков отпуска теплоты, которые устанавливают взаимосвязь текущих параметров температуры воды в местных системах отопления и в тепловых сетях в зависимости от температуры наружного воздуха.

В основе построения температурных графиков в тепловых сетях лежат уравнения регулирования отпуска теплоты для однородной отопительной нагрузки:

$$\tau_1 = t_i + \Delta t \left(\frac{t_i - t_H}{t_i - t_0} \right)^{0.8} + (\Delta\tau - 0,5\theta) \frac{t_i - t_H}{t_i - t_0}, \quad (110)$$

$$\tau_2 = t_i + \Delta t \left(\frac{t_i - t_H}{t_i - t_0} \right)^{0.8} - 0,5\theta) \frac{t_i - t_H}{t_i - t_0}, \quad (111)$$

где t_i - средняя температура внутреннего воздуха отапливаемых зданий, принимаемая для жилого района 18 °С;

Δt - температурный напор нагревательного прибора при расчетной температуре t_0 , °С. При элеваторном смешении воды в узле ввода:

$$\Delta t = \frac{\tau_y + \tau_2}{2} - t_i, \quad (112)$$

где τ_y - температура воды в подающем трубопроводе местной системы отопления после элеватора при t_0 , °С;

τ_2 - температура воды в обратном трубопроводе системы отопления.

По полученным значениям строят отопительный график температур воды в тепловой сети. Этот график состоит из двух зависимостей $\tau_1=f(t_n)$ и $\tau_2=f(t_n)$.

Во всех случаях центральное качественное регулирование отпуска теплоты ограничивается наименьшими температурами воды в подающем трубопроводе, необходимыми для подогрева воды, поступающей в систему горячего водоснабжения потребителей: для закрытых систем теплоснабжения: -не менее 70 °С, для открытых систем теплоснабжения- не менее 60 °С.

Учитывая ограничение наименьших температур воды в подающем трубопроводе тепловых сетей на отопительном графике температур делают сразу срезку: для закрытых систем теплоснабжения на уровне 70 °С; для открытых систем теплоснабжения- на уровне 60 °С. Полученный график температур называется отопительно-бытовым (рисунок 22). Он имеет вид ломаной линии с точкой излома (t'_n) при минимально допустимой температуре воды.

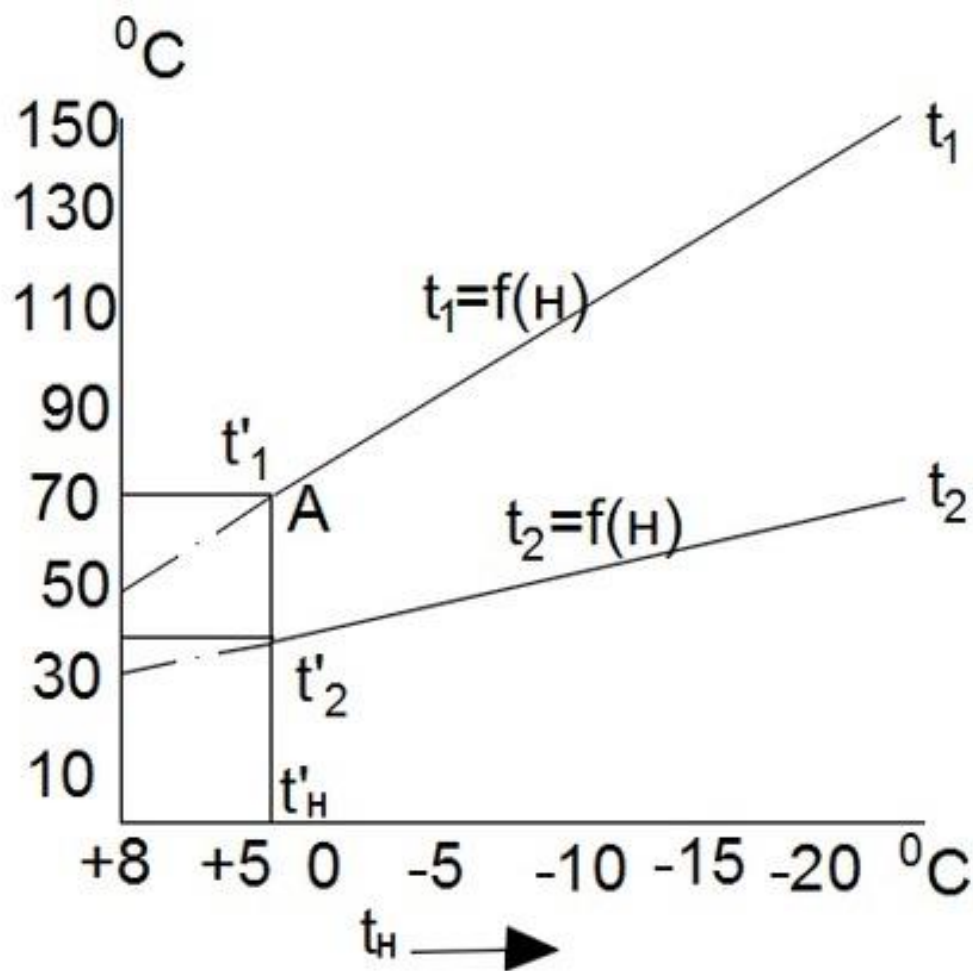


Рисунок 22- Отопительно-бытовой график температур сетевой воды

Точка излома делит график температур на две части с различными режимами регулирования: в диапазоне температур наружного воздуха от t'_n до t_0 осуществляется центральное качественное регулирование отпуска теплоты. При температурах наружного воздуха выше t'_n центральное регулирование сезонной нагрузки во избежание перегрева помещений дополняется местным количественным регулированием.

Тепловая сеть работает по температурному графику τ_1 -70 °C. Построить отопительный график температур центрального качественного регулирования тепловой нагрузки.

Выполнить подробный расчет значений температур сетевой воды τ_1 и τ_2 для следующих значений температур: t_0 ; $t_{н.к} = +8$ °C; t_n .

Для указанного месяца года по отопительному графику температур определить температуру сетевой воды в тепловых сетях, результат подтвердить расчетом.

Построить отопительно-бытовой график температур для заданной системы теплоснабжения. Определить значение точки излома температурного графика t'_H .

Для температуры наружного воздуха в точке излома t'_H определить значения тепловой нагрузки, МВт, для всех видов теплового потребления и их суммарную величину.

Таблица 21– Исходные данные

Вариант	Q_{0max}	Q_{vmax}	Q_{hmax}	СТ	τ_1	t_H	Месяц
1	200	52	30	З	100	5	X
2	50	26	24	О	130	0	XI
3	100	70	30	З	110	-5	XII
4	200	52	48	О	120	-10	I
5	100	50	50	З	140	-15	II
6	300	150	200	О	140	5	III
7	120	50	60	З	110	0	IV
8	200	72	85	О	130	-5	II
9	140	60	30	З	140	-10	X
10	150	52	45	О	100	-15	XII
11	200	52	68	З	120	-5	IX
12	125	26	50	О	140	-5	XI
13	300	70	52	З	130	-10	I
14	160	52	30	О	110	-15	II
15	140	70	100	З	140	-5	XII

Примечание - СТ- система теплоснабжения, З- закрытая, О- открытая.

Контрольные вопросы:

- 1 Характеристика методов регулирования.
- 2 Центральное регулирование однородной нагрузки.
- 3 Регулирование разнородной тепловой нагрузки.
- 4 Как осуществить выбор метода регулирования отпуска теплоты?
- 5 Назовите особенности регулирования паровой тепловой нагрузки.

Приложение А (обязательное)

Таблица А.1– Расчетные параметры наружного воздуха по СНиП 2.04.05-91 (извлечение)

Наименование пункта	Период года	Параметры А			Параметры Б		
		Температура воздуха, °С	Удельная энтальпия, кДж/кг	Скорость ветра, м/с	Температура воздуха, °С	Удельная энтальпия, кДж/кг	Скорость ветра, м/с
1	2	3	4	5	6	7	8
Москва	Теплый	22,3	49,4	1	28,5	54	1
	Холодный	-15	-11,7	4,7	-26	-25,3	4
Мурманск	Теплый	16,6	41,4	3,8	22	42,7	3,8
	Холодный	-18	-16,3	8,7	-27	-26,6	8,4
Наманган	Теплый	34,2	62,4	1	37	65,7	1
	Холодный	-7	-3,8	2,2	-14	-12	1
Нарьян-Мар	Теплый	17,7	44,8	5,2	23	46,5	5,2
	Холодный	-25	-24,3	7	-37	-36,8	7

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Нарым	Теп- лый-	22,8	38,5	3,3	27,5	41,4	3,3
	Холод лод- ный	-28	-27,6	4,7	-42	-42,3	4,6
Нерчинск	Теп- лый-	23,5	51,5	1	27,2	55,3	1
	Холод лод- ный	-31	-30,6	2	-4,1	-41	2
Нижний Нов- город	Теп- лый-	21,2	51,1	1	26,8	54,9	1
	Холод лод- ный	-16	-14,2	4,1	-30	-29,7	4
Нижний Та- гил	Теп- лый-	21,2	46,5	1	26,3	50,2	1
	Холод лод- ный	-21	-19,7	3,7	-36	-31,9	3
Николаев	Теп- лый-	27,9	58,2	3,2	31	62	3,2
	Холод лод- ный	-7	-2,9	11	-20	-18,6	10

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Новгород	Теп- лый-	20,8	48,6	4	24,5	52,8	4
	Холод лод- ный	-12	-9,2	5	-27	-26,8	5
Новокузнецк	Теп- лый-	24,1	51,5	1	27,5	54,4	1
	Холод лод- ный	-23	-22,2	2,5	-39	-38,1	2
Новороссийск	Теп- лый-	26,7	60,3	1	30,1	65,7	1
	Холод лод- ный	-2	3,8	15,4	-13	-10,5	17,5
Новосибирск	Теп- лый-	22,7	50,2	1	28,4	54,8	1
	Холод лод- ный	-24	-23	3,7	-39	-38,9	2,7

Приложение Б (справочное)

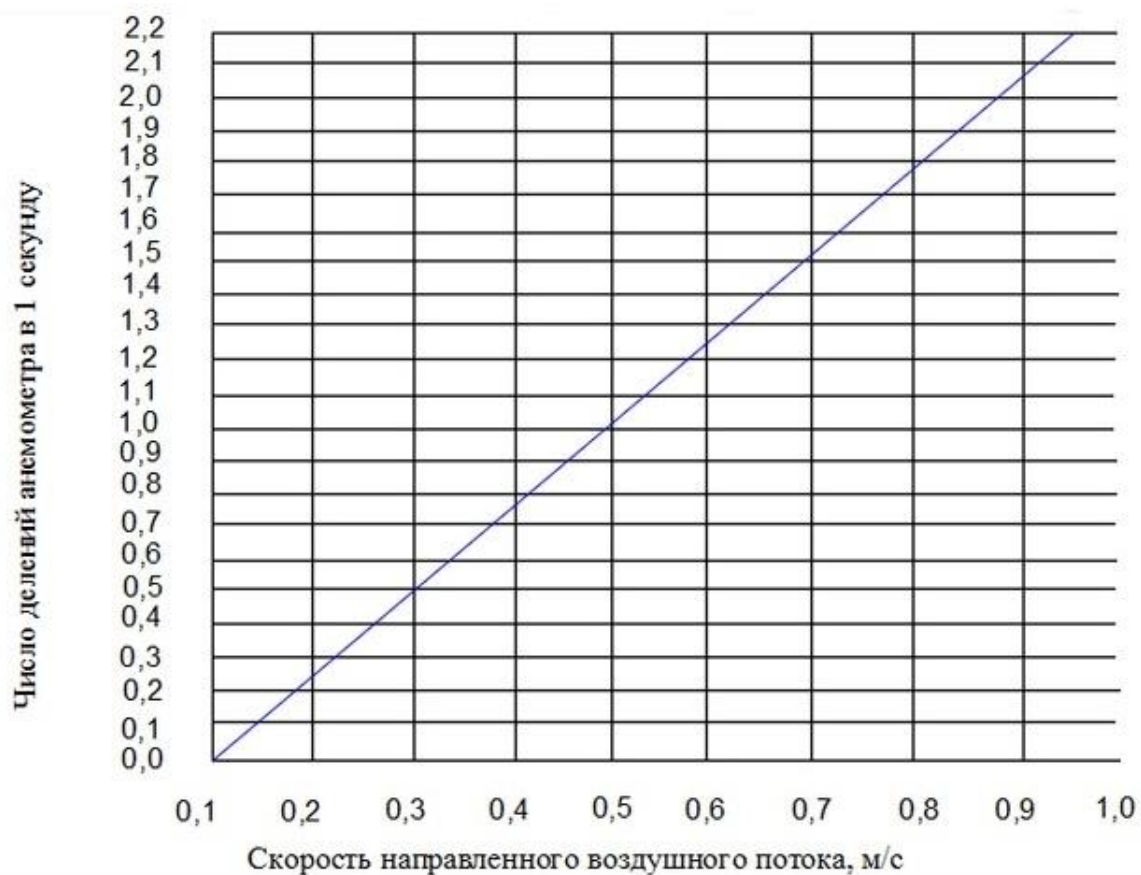


Рисунок Б.1 – График зависимости числа делений шкалы анемометра в 1 секунду от скорости направленного воздушного потока, изменяемой в пределах от 0,3 м/с до 1,0 м/с

Список использованных источников

- 1 Проектирование тепловых пунктов : СП 41-101-95. – Введ. 1996-07-01. – М. : Изд-во стандартов, 1996. – 118 с.
- 2 Отопление, вентиляция и кондиционирование : СНиП 41-01-2003. – Введ. 2003-06-26. – М. : Изд-во стандартов, 2003. – 61 с.
- 3 Моисеев В.А. Воздушно-тепловые завесы промышленных зданий : учебное пособие для вузов / В.А. Моисеев, Ю.В. Додонова; Нижегород. гос. архитектур.- строит. ун-т – Н.Новгород: ННГАСУ, 2013.– 25 с.
- 4 Завесы смесительного типа [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые, граф., зв. дан. и прикладная прогр. (320 Мб). – М. : Большая Рос. энцикл., 2015. – Режим доступа: http://teplodoma.com.ua/1/raschet_templ_zaves/h2str_96.html. – 01.05.2015.
- 5 Вентиляция и кондиционирование воздуха: Учебно-методическое пособие / Л.И. Балыкова. – Петропаловск- Камчатский: Камчатский ГТУ, 2008. – 110 С. ISBN 978-5-32-00169-4
- 6 Сканави, А.Н. Отопление : учебник для вузов / А.Н. Сканави, Л.М. Махов. – М. : Изд-во АСВ, 2002. – 576 с.
- 7 Богословский, В.Н. Отопление : учебник для вузов / В.Н. Богословский, А.Н. Сканави. – М. : Стройиздат, 1991. – 735 с.
- 8 Тепловая защита зданий : СНиП 23–02–2003.– Введ. 2003-10-01. – М. : Изд-во стандартов, 2003. – 31 с.
- 9 Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. Система стандартов безопасности труда : ГОСТ 12.1.005–88. – Введ. 1989-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 1989. – 95 с.
- 10 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях : ГОСТ 30494–96. – Введ. 1999-03-01. – М. : Изд-во стандартов, 1999. - 23 с.
- 11 Строительная климатология. Строительные нормы и правила : СНиП 23–01–99. – Введ. 2000-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 2000. – 113 с.

- 12 Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование / под ред. проф. Б.М. Хрусталева. – М. : Изд-во АСВ, 2007. – 784 с.
- 13 Нагрузки и воздействия. Строительные нормы и правила : СНиП 2.01.07–85. – Введ. 1987-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 55 с.
- 14 Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 1 / под. ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1992. – 320 с.
- 15 Аверкин, А.Г. Примеры и задачи по курсу «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» : учеб. пособие / А.Г. Аверкин. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Изд-во АСВ, 2003. – 126 с.
- 16 Типовые примеры расчета систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст] : учебное пособие / М.И. Шилиев, Е.М. Хромова, Ю.Н. Дорошенко. – Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2012. – 288 с. – ISBN 978-5-93057-478-4.
- 17 Основы систем теплоснабжения : метод. указания к лабораторным работам О-75 / Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых; сост.: В.М. Мельников.- Владимир : Изд-во ВлГУ, 2013. – 74 с.
- 18 Вентиляция и кондиционирование воздуха: Учебно-методическое пособие / Л.И. Балыкова. – Петропаловск- Камчатский: Камчатский ГТУ, 2008. – 110 С. ISBN 978-5-32-00169-4
- 19 Практикум по теплотехнике: учебное пособие / А.Т. Манташов; федеральное гос. бюджетное образов. учреждение высшего проф.образов. "Пермская гос. с.-х. акад. им. акад. Д.Н. Прянишникова". – 2-е изд., переаб. и доп.– Пермь: ИПЦ "Прокрость", 2015.– 90 С. ISBN 978-5-94279-230-5
- 20 Производство, транспорт и потребление тепловой энергии: П80 практикум для студентов специальности 1-43 01 06 "Эффективные технологии и энергетический менеджмент" : в 4 ч. / сост.: И.В. Янцевич, С.В. Климович.– Минск: БНТУ, 2012. – Ч. 1: Тепловой потребление.– 2012.–25 с. ISBN 978-985-525-910-8 (Ч.1).