

Министерство образования Российской Федерации
Тверской государственный технический университет
Кафедра «Гидравлика, теплотехника и гидропривод»

Методические указания

«Виртуальная лаборатория
по технической термодинамике
и теплопередаче»

Составители: доц. Кузнецов Б.Ф.,
доц. Тарантова Г.Д.

ТВЕРЬ
2003

В В Е Д Е Н И Е

Современные энерго-технологические системы требуют от специалиста глубокого понимания законов и принципов действия теплового оборудования, встроенного в эти системы. Только достаточно высокий уровень общетеплотехнической подготовки позволит специалисту решать задачи по созданию современных экономически выгодных тепловых установок и находить пути повышения их энергетической эффективности.

Лабораторные исследования позволяют более глубоко понимать основные законы термодинамики и теплопередачи, принципы работы тепловых установок. Обработка опытных данных может осуществляться с помощью диаграмм и справочных таблиц, умение пользоваться которыми необходимо инженеру.

В состав виртуальной лаборатории включены шесть работ: три работы по технической термодинамике и три – по теплопередаче. Использование компьютерных технологий при выполнении лабораторных работ позволяет значительно расширить диапазон как качественных, так и количественных характеристик исследуемых процессов. Использование виртуальной лаборатории позволяет руководителю занятий ставить перед обучаемым индивидуальные задания по исследованию теплотехнических процессов.

Работа 1. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ В ПРИЛОЖЕНИИ К РЕШЕНИЮ ОДНОГО ИЗ ВИДОВ ТЕХНИЧЕСКИХ ЗАДАЧ.

1. Цель работы. Определение с помощью уравнения первого закона термодинамики количества теплоты, отдаваемого в окружающую среду в условиях лабораторной установки.

2. Основные положения. Одно из возможных формульных представлений первого закона термодинамики в расчете на 1 кг массы рабочего тела имеет вид:

$$\sum_{(j)} q_j + \sum_{(j)} l_j = \Delta h + \Delta \mathcal{E}_{\text{кин}} + \Delta \mathcal{E}_{\text{пот}},$$

где $\sum_{(j)} q_j$ и $\sum_{(j)} l_j$ – соответственно, суммарные количества теплоты и технической работы, переносимые через контрольную оболочку термодинамической системы; $\Delta h = h_2 - h_1$ – изменение энтальпии рабочего тела, $\Delta \mathcal{E}_{\text{кин}} = \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}$ – изменение кинетической энергии потока 1 кг рабочего тела, $\Delta \mathcal{E}_{\text{пот}} = g \cdot (Z_2 - Z_1)$ – изменение потенциальной энергии потока 1 кг рабочего тела; h_1 , W_1 и Z_1 – соответственно, энтальпия, скорость и геометрическая высота от условного уровня отсчета для входного сечения потока рабочего тела; h_2 , W_2 и Z_2 – соответственно, энтальпия, скорость и геометрическая высота от условного уровня отсчета для выходного сечения потока рабочего тела.

Вся термодинамическая система, представленная на рис. 1, делится на два участка (две подсистемы): первый участок – от входного сечения I до сечения Па, а второй - от сечения Па до сечения II. Каждый из этих участков заключается в свою контрольную оболочку (на схеме показаны пунктирной линией).

При установившемся режиме теплообмена в установке внутри и с окружающим воздухом температура трубы (t_x) не меняется. В условиях этого стационарного режима работы установки уравнение первого закона термодинамики для I-го участка (подсистемы) приобретает вид:

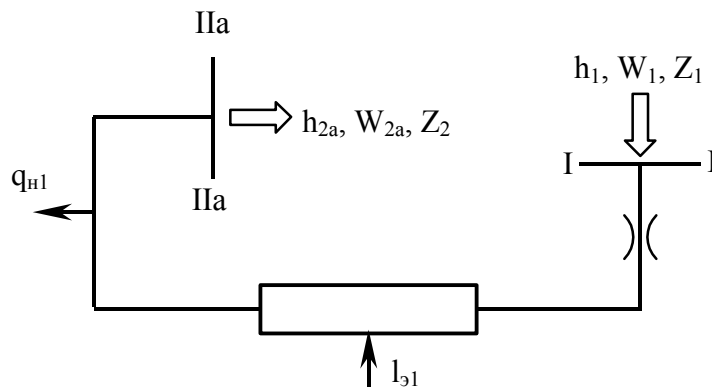
$$l_{\text{э1}} = h_{2a} - h_1 + \frac{W_{2a}^2 - W_1^2}{2} + g \cdot (Z_{2a} - Z_1) + q_{\text{н1}}, \quad (1)$$

Работа электрического тока, подаваемого на электродвигатель компрессора, определяемая по уравнению:

$$l_{\text{э1}} = \frac{N_{\text{э}}}{G} = \frac{I_{\text{к}} \cdot U_{\text{к}}}{G},$$

где G – расход воздуха, рассчитываемый по показаниям вакуумметра воздухомерного устройства; $N_{\text{э}}$ – мощность, потребляемая электродвигателем компрессора, оценивается по показаниям амперметра и вольтметра. Часть этой мощности передается воздуху в виде технической работы, совершаемой компрессором, а часть – в виде тепла; $q_{\text{н1}}$ – количество тепла, отдаваемое системой на I-ом участке в окружающую среду.

Расчетная схема I-го участка может быть представлена в следующем виде:



Уравнение первого закона термодинамики для II-го участка (подсистемы) приобретает вид:

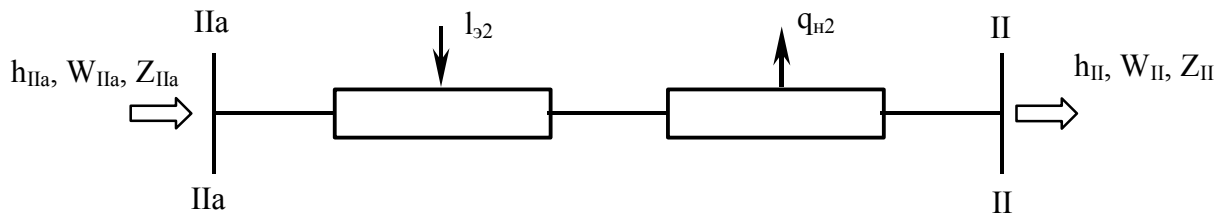
$$l_{\text{э2}} = h_2 - h_{2a} + \frac{W_2^2 - W_{2a}^2}{2} + g \cdot (Z_2 - Z_{2a}) + q_{\text{н2}}, \quad (2)$$

Работа электрического тока, подаваемого на нагрев трубы, определяемая по уравнению:

$$l_{\text{э2}} = \frac{N_{\text{н}}}{G} = \frac{I_{\text{н}} \cdot U_{\text{н}}}{G},$$

где $N_{\text{н}}$ – мощность, потребляемая на нагрев трубы, преобразуемая целиком в тепло и оцениваемая по показаниям амперметра и вольтметра. Часть этой мощности отводится в окружающую среду; $q_{\text{н2}}$ – количество тепла, отдаваемое системой на II-ом участке в окружающую среду.

Расчетная схема II-го участка может быть представлена в следующем виде:



Для термодинамической системы в целом уравнение первого закона термодинамики образуется суммированием уравнений (1) и (2) и представляется в виде:

$$l_{31} + l_{32} = h_2 - h_1 + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} + g \cdot (Z_2 - Z_1) + q_{H1} + q_{H2},$$

где q_{H1} и q_{H2} – общее количество теплоты, отдаваемое в окружающую среду на участках I и II.

3. Схема и описание установки. Рабочее тело – воздух компрессором 1 (рис. 1) забирается из окружающей среды, сжимается и поступает в горизонтальный участок трубы 5. Воздух на пути из окружающей среды в компрессор проходит через воздухомерное устройство 2 типа «труба Вентури». Количество воздуха, проходящее через установку, может изменяться с помощью заслонки 3. Пара

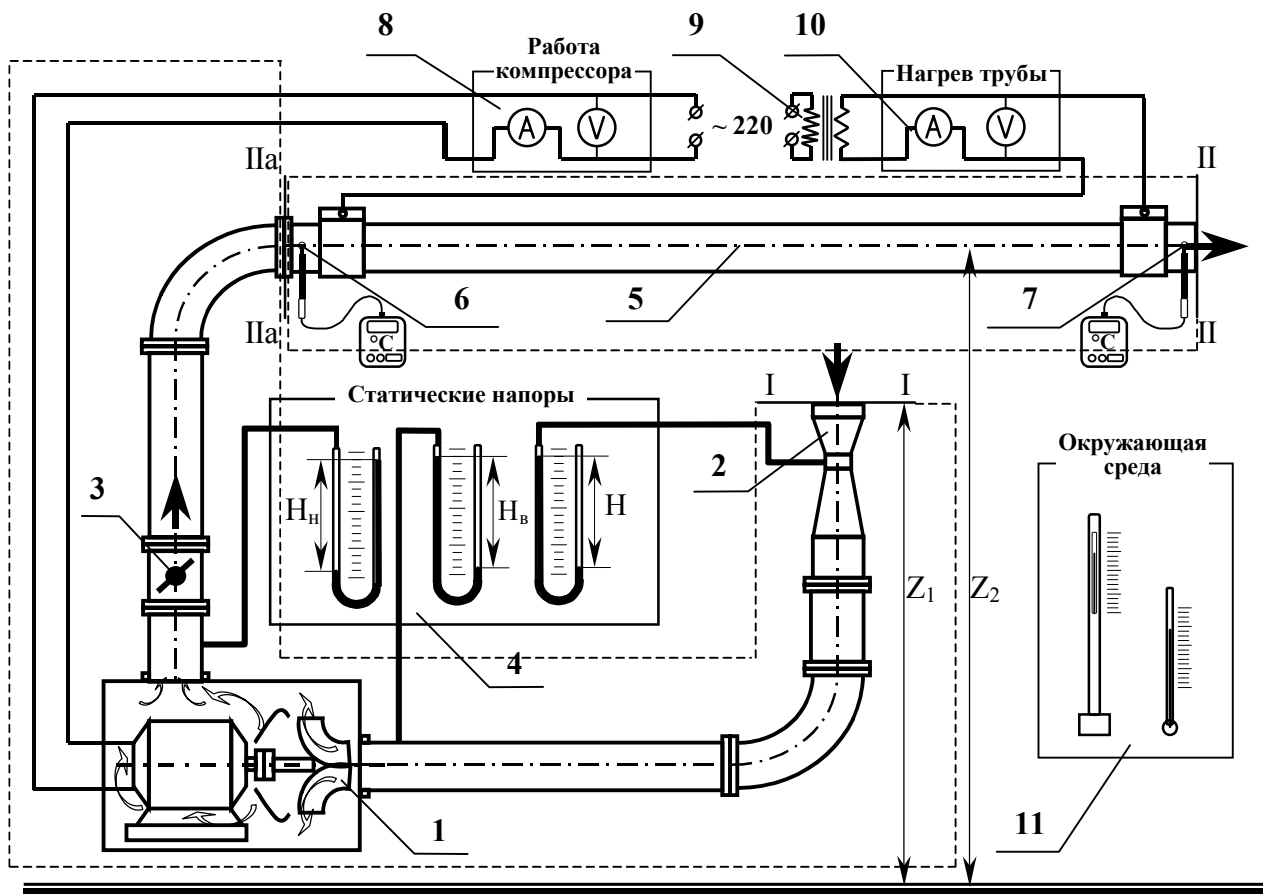


Рис. 1. Схема установки.

метры окружающей среды измеряются приборами, расположенными на панели 11 «Окружающая среда» (ртутный, чашечный барометр и жидкостно-стеклянный термометр). На панели 4 «Статические напоры», расположены три

U-образных манометра для измерения статических давлений в сечениях: «горло» воздухомера (Н), на входе в компрессор (H_b) и за компрессором (H_n). В результате подведенного тепла, воздух, проходя от сечения I–I, где его температура равна температуре окружающей среды $t_1 = t_{окр}$, нагревается до температуры t_{2a} , которая измеряется термопарой 6 в комплекте с вторичным прибором. Для определения мощности, подведенной к электродвигателю компрессора, служит панель 8 «Работа компрессора» с размещенными на ней амперметром и вольтметром. Мощность, расходуемая на нагрев горизонтального участка трубы 5, определяется по показаниям вольтметра и амперметра, расположенных на панели 10 «Нагрев трубы».

Протокол наблюдений

Таблица 1.

№ п/п	Измеряемая величина	Обоз- на- чение	Единицы измерен.	Номера опытов					
				1	2	3	4	5	6
1	Температура воздуха при входе в воздухомер (сечение I)	t_1	$^{\circ}C$						
2	Температура воздуха при входе в трубу (сечение IIa)	t_{2a}	$^{\circ}C$						
3	Температура воздуха при выходе из трубы (сечение II)	t_2	$^{\circ}C$						
4	Показания вакуумметра («горло» воздухомера)	Н	<i>мм вод.ст.</i>						
5	Показания пьезометра (после компрессора)	H_n	<i>мм вод.ст.</i>						
6	Напряжение и сила тока, потребляемого компрессором	U_k	<i>в</i>						
		I_k	<i>а</i>						
7	Напряжение и сила тока, потребляемого на нагрев трубы	U_n	<i>в</i>						
		I_n	<i>а</i>						
8	Показания барометра	В	<i>мбар</i>						
9	Температура окружающей среды	$t_{окр}$	$^{\circ}C$						

4. Расчетные формулы и расчеты.

1. Атмосферное давление находится с учетом температурного расширения столбика ртути барометра по формуле:

$$P_{атм} = \frac{B \cdot 10^2}{1 + 1,815 \cdot 10^{-4} \cdot t_{окр}}, \text{ Па}$$

2. Перепад давления воздуха в воздухомере:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot H, \text{ Па}$$

где ρ – плотность воды в U-образном вакуумметре, равная 1000 кг/м^3 ; g – ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$; H – показание вакуумметра («горло») воздухомера, переведенное в м вод.ст.

3. Плотность воздуха по состоянию в «горле» воздухомера:

$$\rho_v = \frac{(P_{\text{атм}} - \Delta P)}{R \cdot (t_1 + 273)}, \text{ кг/м}^3$$

где R – характеристическая газовая постоянная воздуха, равная $287 \text{ Дж/кг} \cdot ^\circ\text{К}$.

4. Расход воздуха:

$$G = 0,525 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\rho_v \cdot \Delta P}, \text{ кг/сек}$$

5. Абсолютное давление в сечении на выходе из компрессора и на входе в горизонтальную трубу:

$$P_{2a} = P_{\text{атм}} + \rho \cdot g \cdot H_n, \text{ Па}$$

где H_n – показание пьезометра (после компрессора), переведенное в м вод.ст.

6. Плотность воздуха на выходе из компрессора и на входе в горизонтальную трубу:

$$\rho_2 = \frac{P_{2a}}{R \cdot (t_{2a} + 273)}, \text{ кг/м}^3$$

где t_{2a} – температура воздуха на выходе из компрессора и на входе в горизонтальную трубу (сечение Па), $^\circ\text{С}$.

7. Плотность воздуха на выходе из трубы:

$$\rho_2 = \frac{P_{\text{атм}}}{R \cdot (t_2 + 273)}, \text{ кг/м}^3$$

где t_2 – температура воздуха на выходе из трубы (сечение П), $^\circ\text{С}$.

8. Значение энтальпии воздуха h , в сечениях I, Па и II определяется по общему уравнению

$$h_j = c_p \cdot t_j, \text{ кДж/кг}$$

где c_p – теплоемкость воздуха при постоянном давлении, которая может быть принята не зависящей от температуры и равной $1,006 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{С)}$; t_j – температура в рассматриваемом сечении, $^\circ\text{С}$; j – индекс рассматриваемого сечения (I, Па или II).

9. Средняя скорость потока W_j в сечениях Па и II определяется по общему уравнению

$$W_j = \frac{G}{(\rho_j \cdot F)}, \text{ м/сек}$$

где F – площадь проходного сечения для потока воздуха, одинаковая для сечений Па и II и равная $1,35 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; ρ_j – плотность воздуха в рассматриваемом сечении, кг/м^3 ; j – индекс рассматриваемого сечения (Па или II).

Скорость потока воздуха в сечении I (на входе в воздухомер из окружающей среды) должна быть принята равной $W_1 = 0$.

10. Изменение потенциальной энергии на участке I – Па:

$$\Delta \mathcal{E}_{\text{пот}} = g \cdot (Z_{2a} - Z_1) \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/кг}$$

Так как в данной работе $(Z_{2a} - Z_1) = 0,4 \text{ м}$, то $\Delta \mathcal{E}_{\text{пот}} = 0,0039 \text{ кДж/кг}$ одинаково для всех опытов и сравнительно мало. Поэтому величиной этого слагаемого в уравнении (1) можно пренебречь.

11. Работа электрического тока $l_{\text{э}1}$ на I-ом участке (подсистеме):

$$l_{\text{э}1} = \frac{I_{\text{к}} \cdot U_{\text{к}}}{G} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/кг}$$

где $I_{\text{к}}$ – сила тока, потребляемая электродвигателем компрессора, а; $U_{\text{к}}$ – напряжение, подаваемое на электродвигатель компрессора, в.

12. Работа электрического тока $l_{\text{э}2}$ на II-ом участке (подсистеме):

$$l_{\text{э}2} = \frac{I_{\text{н}} \cdot U_{\text{н}}}{G} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/кг}$$

где $I_{\text{н}}$ – сила тока, потребляемая на нагрев трубы, а; $U_{\text{н}}$ – напряжение, подаваемое на нагрев трубы, в.

Результаты расчетов должны быть продублированы в форме сводной таблицы 2.

Таблица 2.

№ п/п	Измеряемая величина	Обозначение	Единицы измерен.	Номера опытов					
				1	2	3	4	5	6
1	Атмосферное давление	$P_{\text{атм}}$	Па						
2	Перепад давления воздуха в воздухомере	ΔP	Па						
3	Плотность воздуха по состоянию в горле воздухомера	$\rho_{\text{в}}$	кг/м ³						
4	Расход воздуха	G	кг/сек						
5	Плотность воздуха в сечении Па	ρ_{2a}	кг/м ³						
6	Средняя скорость потока в сечении Па	W_{2a}	м/сек						
7	Плотность воздуха при выходе из трубы (сечение II)	ρ_2	кг/м ³						
8	Средняя скорость потока при выходе из трубы (сечение II)	W_2	м/сек						
9	Работа электрического тока на первом участке (подсистеме)	$l_{\text{э}1}$	кДж/кг						
10	Изменение энтальпии потока на первом участке (подсистеме)	Δh_1	кДж/кг						
11	Изменение кинетической энергии потока на первом участке (подсистеме)	$\Delta \mathcal{E}_{\text{кин}1}$	кДж/кг						
12	Количество теплоты, отдаваемое на первом участке в окружающую среду	$q_{\text{н}1}$	кДж/кг						
13	Работа электрического тока на втором участке (подсистеме)	$l_{\text{э}2}$	кДж/кг						
14	Изменение энтальпии потока на втором участке (подсистеме)	Δh_2	кДж/кг						

№ п/п	Измеряемая величина	Обозначение	Единицы измерен.	Номера опытов					
				1	2	3	4	5	6
15	Изменение кинетической энергии потока на втором участке (подсистеме)	$\Delta \mathcal{E}_{\text{кин2}}$	кДж/кг						
16	Количество теплоты, отдаваемое на втором участке в окружающую среду	$q_{\text{н2}}$	кДж/кг						
17	Общее количество тепла, отдаваемое в окружающую среду термодинамической системой	$q_{\text{н}}$	кДж/кг						

Пояснения к расчетам некоторых величин при заполнении таблицы результатов расчета:

$$\begin{aligned}\Delta h_1 &= h_{2a} - h_1, \text{ кДж/кг;} \\ \mathcal{E}_{\text{кин1}} &= \frac{W_{2a}^2}{2} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/кг;} \\ q_{\text{н1}} &= l_{\text{э1}} - \Delta h_1 - \Delta \mathcal{E}_{\text{кин1}}, \text{ кДж/кг;} \\ \Delta h_2 &= h_2 - h_{2a}, \text{ кДж/кг;} \\ \Delta \mathcal{E}_{\text{кин2}} &= \frac{(W_2^2 - W_{2a}^2)}{2} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/кг;} \\ q_{\text{н2}} &= l_{\text{э2}} - \Delta h_2 - \Delta \mathcal{E}_{\text{кин2}}, \text{ кДж/кг;} \\ q_{\text{н}} &= q_{\text{н1}} + q_{\text{н2}}, \text{ кДж/кг}\end{aligned}$$

5. Контрольные вопросы.

1. Сформулируйте цель лабораторной работы и поясните, как достигается поставленная цель?
2. Назовите основные узлы экспериментальной установки и укажите их назначение.
3. Какими методами измеряется температура в данной работе?
4. Как измеряется и регулируется расход воздуха в данной работе?
5. На что расходуется мощность, подведенная к компрессору, и как она определяется?
6. Сформулируйте и напишите аналитические выражения *первого закона термодинамики* для замкнутой и разомкнутой оболочек.
7. Каков физический смысл величин, входящих в уравнения *первого закона термодинамики* для замкнутой и разомкнутой оболочек?
8. Дайте определение и поясните физический смысл понятий *теплоты* и *работы* в технической термодинамике.
9. Что означают знаки « + » и « - » для теплоты и работы?
10. На что и каким образом влияет изменение нагрева трубы при постоянном расходе воздуха?
11. На что расходуется мощность, подведенная для нагрева трубы, и как она определяется?
12. . Как осуществляется выбор контрольных оболочек (границ) подсистем (системы) применительно к данной лабораторной работе?
13. В каком месте и почему границы подсистем (системы) размыкаются?

14. Что называется внутренней энергией рабочего тела? Свойства внутренней энергии и расчетные формулы.

15. Что называется энтальпией рабочего тела? Свойства энтальпии и расчетные формулы.

Работа 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

1. Цель работы. Изучение термодинамических свойств влажного воздуха и процессов изменения параметров влажного воздуха.

2. Основные положения. Влажный воздух представляет собой смесь сухого воздуха и водяного пара. Знание свойств влажного воздуха необходимо для расчетов процессов сушки влажных материалов и изделий, а также систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Влажный воздух можно рассматривать с некоторыми допущениями как газовую смесь, к которой применимы законы идеального газа.

Закон Дальтона формулируется так: общее давление смеси равно сумме парциальных давлений компонентов. Каждый газ ведет себя так, как если бы он был один в сосуде, занимая весь объем смеси:

$$B = p_v + p_n, \text{ Па}$$

где B – барометрическое давление; p_v и p_n – парциальные давления, соответственно, сухого воздуха и водяного пара.

Уравнение состояния для идеального газа может быть использовано как для сухого воздуха, так и для водяного пара, находящегося во влажном воздухе, так как во влажном ненасыщенном воздухе влага находится в состоянии перегретого пара. Уравнение состояния можно записать в следующем виде:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T$$

или для 1 кг рабочего тела:

$$p \cdot v = R \cdot T \quad ($$

где p – парциальное давление компонента, Па; V – объем газовой смеси, м^3 ; m – масса газа, кг; R – характеристическая газовая постоянная, Дж/(кг·град); T – абсолютная температура, °K; v – удельный объем газа, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Содержание водяного пара во влажном воздухе может быть выражено по-разному: через абсолютную или относительную влажность, или влагосодержание.

Абсолютная влажность воздуха характеризует массу водяного пара, которая содержится в 1 м^3 влажного воздуха. Так как объем водяного пара в 1 м^3 влажного воздуха также составляет 1 м^3 , то можно сказать, что абсолютная влажность численно равна плотности водяного пара в смеси ρ_n , $\text{кг}/\text{м}^3$. Таким образом, абсолютная влажность представляет собой объемную концентрацию пара. Концентрация влаги в воздухе может изменяться. Воздух, который способен поглощать водяной пар, называется ненасыщенным, причем эта его способность к насыщению зависит от температуры. Чем выше температура, тем больше движущая сила процесса сушки, определяемая разностью парциальных давлений паров растворителя над материалом и в окружающем воздухе. Влага переходит из материала в воздух до наступления состояния равновесия. При насыщении воздух не поглощает влагу, и избыточная влага начинает конденса-

роваться. Поэтому в процессе сушки очень важно знать способность воздуха к насыщению, которая характеризуется относительной влажностью φ .

Относительная влажность — это отношение концентрации водяного пара ненасыщенного воздуха или газа к концентрации водяного пара насыщенного воздуха или газа при одинаковых температурах и давлениях, т. е. это отношение плотности водяного пара при данных условиях к плотности, предельно возможной при той же температуре и том же барометрическом давлении:

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{н}}}$$

где $\rho_{\text{п}}$ — плотность пара в ненасыщенном состоянии (перегретого пара), $\text{кг}/\text{м}^3$; $\rho_{\text{н}}$ — плотность пара в состоянии насыщения (сухого насыщенного пара), $\text{кг}/\text{м}^3$.

Относительную влажность воздуха можно выразить с небольшой погрешностью отношением парциального давления пара в воздухе к парциальному давлению насыщенного водяного пара при той же температуре. Ошибка при предположении, что водяной пар является идеальным газом, составляет приблизительно 1,5%, что вполне допустимо при инженерных расчетах. Тогда относительная влажность воздуха при температуре t менее 100°C :

$$\varphi_{t < 100^\circ\text{C}} = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{н}}} \cong \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{н}}}$$

При температуре выше 100°C относительная влажность определяется по формуле:

$$\varphi_{t > 100^\circ\text{C}} = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{max}}} \cong \frac{p_{\text{п}}}{B}$$

где B — барометрическое давление, Па ; $\rho_{\text{max}} = \frac{B}{R_{\text{п}} \cdot T}$ — плотность пара в состоянии насыщения, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Для абсолютно сухого воздуха, когда $p_{\text{п}} = 0$, относительная влажность тоже равна 0. Для воздуха, насыщенного водяными парами, $p_{\text{п}} = p_{\text{н}}$ и $\varphi = 1$. Поэтому можно сказать, что относительная влажность является показателем степени насыщения воздуха водяными парами.

Влагосодержание воздуха. Влагосодержанием влажного воздуха называется масса водяного пара в граммах, приходящаяся на 1 килограмм абсолютно сухого воздуха:

$$d = 1000 \cdot \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{в}}}, \text{ г}/\text{кг сух.воз}$$

где $M_{\text{п}}$ и $M_{\text{в}}$ — соответственно массы водяного пара и сухого газа, кг . Используя уравнение состояния (2) для влажного воздуха, запишем:

$$d = 622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_{\text{н}}}{B - \varphi p_{\text{н}}}, \text{ г}/\text{кг сух.воз}.$$

Величина B , входящая в формулу, зависит от географического положения местности (для центральных частей России $B \approx 745 \text{ мм рт. ст.}$). Влагосодержание воздуха зависит от относительной влажности, парциального давления насыщенного водяного пара и барометрического давления. Для насыщенного возду-

ха ($\phi = 1$) с возрастанием парциального давления (или температуры насыщения) увеличивается количество влаги в газе. С увеличением барометрического давления влагосодержание воздуха падает. При температуре более $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ $p_n = B$, тогда формула для влагосодержания приобретает следующий вид:

$$d_{t>100\text{ }^{\circ}\text{C}} = 622 \cdot \frac{\phi}{1-\phi}, \text{ г/кг сух.воз.}$$

т. е. величина d при $t > 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ зависит только от ϕ .

Теплосодержание влажного воздуха, в котором содержится 1 кг сухого воздуха и $d\text{ г}$ влаги, можно представить как сумму теплосодержаний (энтальпий) сухого газа и перегретого водяного пара. Теплосодержание I влажного воздуха относится обычно к 1 кг сухого воздуха:

$$I = h_v + h_n \cdot \frac{d}{1000}, \text{ кДж/кг} \quad (10)$$

где $h_v = 1,006 \cdot t$ – энтальпия сухого воздуха, кДж/кг ($1,006$ – средняя удельная теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении, кДж/(кг·град)); $h_n = (2500 + 1,97 \cdot t)$ – энтальпия водяного пара, равная сумме его теплосодержания при 0°C и тепла перегрева от 0° до t ($1,97$ – средняя удельная теплоемкость перегретого водяного пара, кДж/(кг · град)).

Таким образом, теплосодержание влажного воздуха на 1 кг сухого воздуха определяется по формуле:

$$I = 1,006 \cdot t + 0,001 \cdot d \cdot (2500 + 1,97 \cdot t), \text{ кДж/кг}$$

Из этой формулы видно, что энтальпия влажного воздуха возрастает с увеличением его температуры и влагосодержания.

Температура точки росы является одной из характеристик влажного воздуха. По этой температуре можно определить относительную влажность воздуха. Температурой точки росы, или температурой насыщения, называется та температура, до которой следует охладить влажный воздух (при постоянном влагосодержании), чтобы он стал насыщенным. При этом водяной пар конденсируется и выпадает в виде росы ($\phi = 1$). Парциальное давление водяного пара p_n равно давлению в состоянии насыщения p_n . Температуру точки росы можно определить по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара как температуру насыщенного воздуха при парциальном давлении насыщения p_n или по I – d диаграмме влажного воздуха (рис. 3). **3. Схема и описание установки.** Лабораторная установка (рис. 1) состоит из прозрачного пластмассового воздуховода 1, внутри которого установлен психрометр. Психрометр состоит из двух ртутных термометров: сухого 5 и так называемого мокрого 4.

3. Схема и описание установки. Лабораторная установка (рис. 1) состоит из прозрачного пластмассового воздуховода 1, внутри которого установлен психрометр. Психрометр состоит из двух ртутных термометров: сухого 5 и так называемого мокрого 4. Мокрый термометр отличается от сухого тем, что его ртутный термобаллончик обернут тканью, смоченной водой. Таким образом, мокрый термометр показывает температуру, которую имеет вода, содержащаяся во влажной ткани. Очевидно, что с поверхности мокрой ткани (если только влажный воздух не является насыщенным) происходит испарение воды

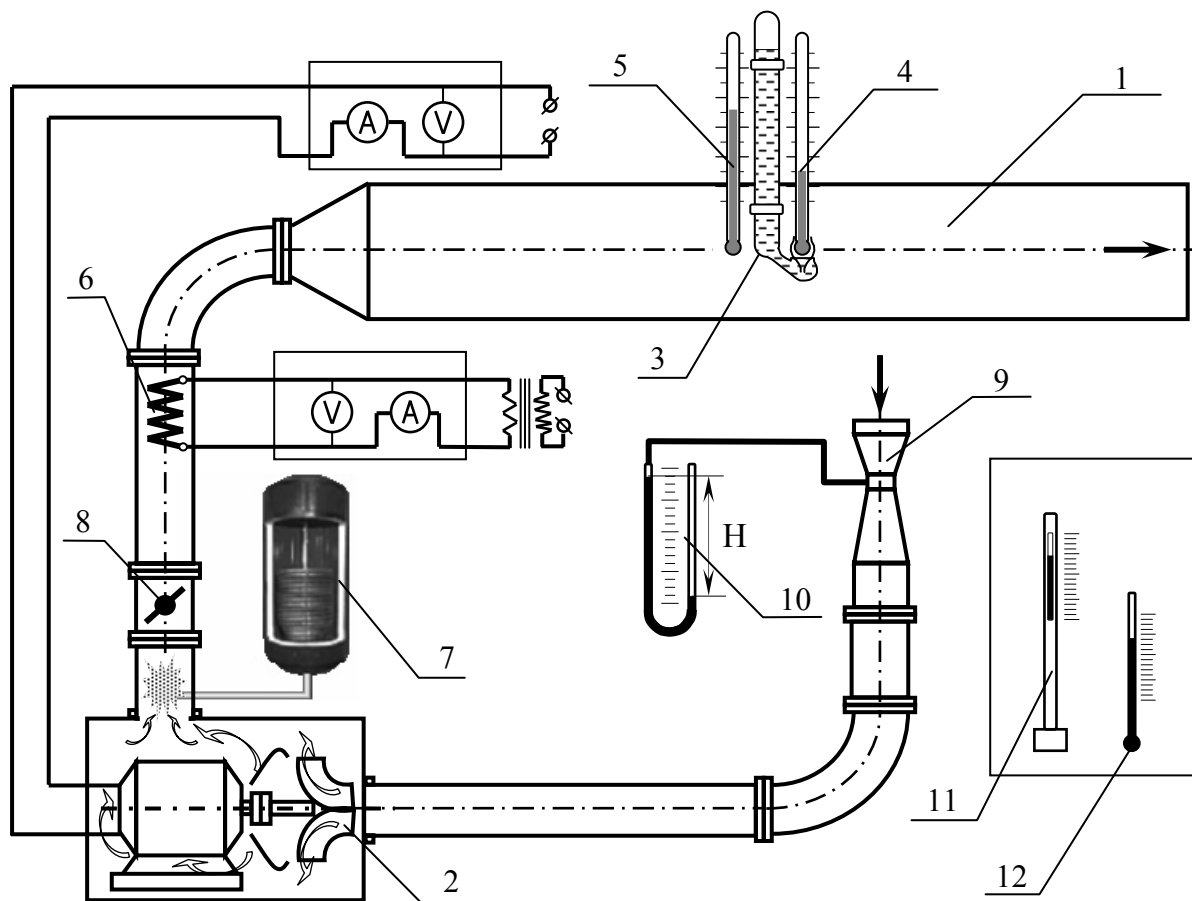


Рис. 1. Схема лабораторной установки.

Убыль влаги в процессе испарения компенсируется ее поступлением под действием капиллярных сил из специального баллончика 3 с водой. Для уменьшения погрешности показаний мокрого термометра компрессором 2 создается поток воздуха, скорость которого измеряется расходомерным устройством типа труба «Вентури» 9 по показаниям U-образного вакуумметра 10. При достижении стационарного режима (разность показаний сухого и мокрого термометров не изменяется во времени) сухой термометр показывает истинное значение температуры влажного воздуха t_c , а мокрый – температуру испаряющейся с поверхности ткани воды t_m .

Причем, чем суше воздух, тем больше психрометрическая разность ($t_c - t_m$). Переход от одного режима к другому осуществляется путем изменения температуры воздуха с помощью электронагревателя 6. В работе предусмотрена возможность изменения скорости воздушного потока с помощью поворотной заслонки 8, а также изменение влагосодержания путем впрыскивания в поток воздуха водяного пара, генерируемого в автоклаве 7. Измерение параметров окружающей среды выполняется с помощью ртутного барометра 11 и термометра 12. Результаты наблюдений вносятся в протокол (таблица 1).

Таблица 1.

№ п/п	Измеряемая величина	Обоз- на- чение	Едини- цы изме- рен.	Номера опытов					
				1	2	3	4	5	6
1	Температура сухого термометра	t_c	$^{\circ}C$						
2	Температура мокрого термометра	t_m	$^{\circ}C$						
3	Разрежение в «горле» воздухомера	H	$\frac{мм}{вод.ст.}$						
4	Показания барометра	B	$мбар$						
5	Температура окружающей среды	$t_{окр}$	$^{\circ}C$						

4. Расчетные формулы и расчеты.

1. Приступая к вычислениям, необходимо рассчитать истинное значение температуры мокрого термометра t'_m по формуле:

$$t'_m = t_m - \frac{\Delta \cdot (t_c - t_m)}{100}, ^{\circ}C$$

где t_m – показание мокрого термометра в психрометре, $^{\circ}C$; Δ – ошибка в процентах от измеренной психрометрической разности $(t_c - t_m)$, определяемая по графику рис. 2 в зависимости от скорости потока воздуха; t_c – температура по сухому термометру, $^{\circ}C$.

2. Атмосферное давление находится с учетом температурного расширения столбика ртути барометра по формуле:

$$P_{атм} = \frac{B \cdot 10^2}{1 + 1,815 \cdot 10^{-4} \cdot t_{окр}}, Па$$

3. Перепад давления воздуха в воздухомере:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot H, Па$$

где ρ – плотность воды в U-образном вакуумметре, равная 1000 кг/м^3 ; g – ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$; H – показание вакуумметра («горло») воздухомера, переведенное в $м \text{ вод.ст.}$

4. Плотность воздуха по состоянию в «горле» воздухомера:

$$\rho_v = \frac{(P_{атм} - \Delta P)}{R \cdot (t_1 + 273)}, \text{кг/м}^3$$

где R – характеристическая газовая постоянная воздуха, равная $287 \text{ Дж/кг} \cdot ^{\circ}K$.

5. Расход воздуха:

$$G = 0,525 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\rho_v \cdot \Delta P}, \text{кг/сек}$$

6. Средняя скорость потока W определяется по уравнению

$$W = \frac{G}{(\rho \cdot F)}, \text{м/сек}$$

где F – площадь проходного сечения для потока воздуха, равная величине $0,0177, \text{м}^2$.

7. Плотность воздуха ρ в рассматриваемом сечении при атмосферном давлении по формуле:

$$\rho = \frac{P_{\text{атм}}}{R \cdot (t_c + 273)}, \text{ кг/м}^3$$

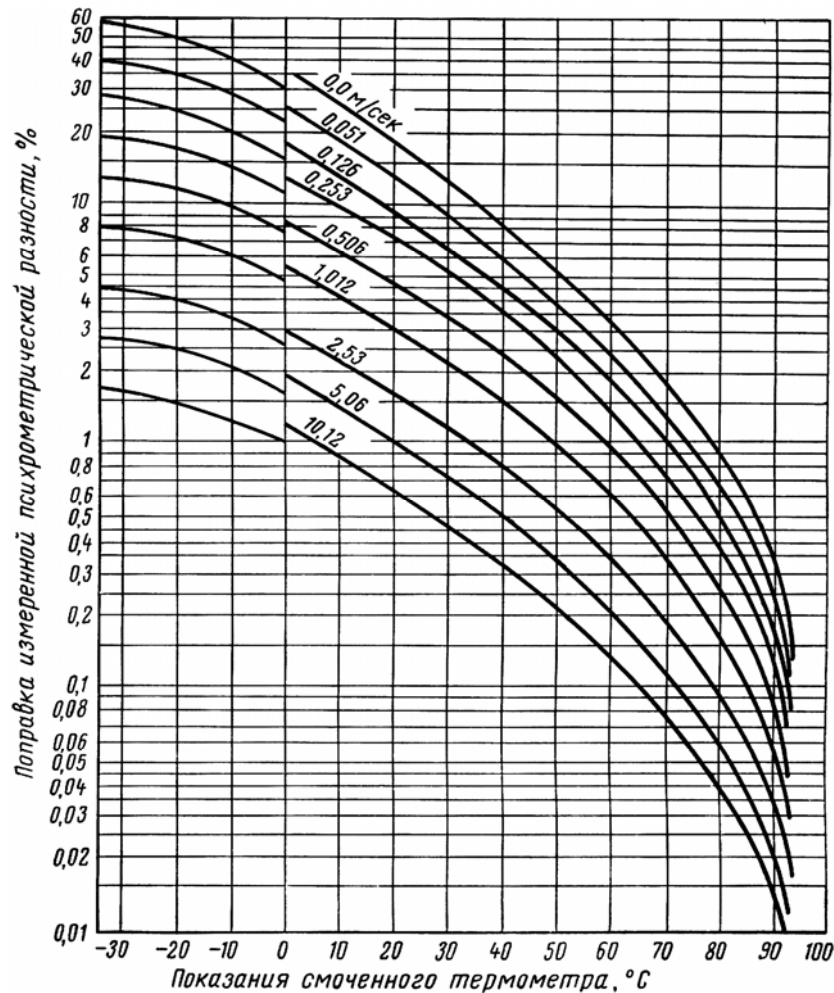


Рис. 2. График для определения величины ошибки к показаниям мокрого термометра при разной скорости воздуха

8. Определение относительной влажности:

а) по психрометрической формуле

$$\varphi = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{н}}} = \frac{p_{\text{м}} - A \cdot (t_{\text{с}} - t_{\text{м}})}{p_{\text{н}}} \cdot 100, \%$$

где $p_{\text{м}}$ – давление насыщения водяного пара при измеренной температуре мокрого термометра; $p_{\text{н}}$ – давление насыщения водяного пара при температуре сухого термометра.

Величины $p_{\text{м}}$ и $p_{\text{н}}$ находятся по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара или по рекуррентной формуле полинома:

$$p = 610,41 + t \cdot (44,49 + t \cdot (1,143 + t \cdot (2,67 \cdot 10^{-2} + t \cdot (2,61 \cdot 10^{-4} + t \cdot 2,85 \cdot 10^{-6}))))), \text{ Па}$$

9. Поправочный коэффициент A , учитывающий влияние скорости воздуха, находится по формуле:

$$A = 0,00001 \cdot \left(65 + \frac{6,76}{W}\right) \cdot B,$$

где В – барометрическое давление; W – скорость воздуха, м/сек.

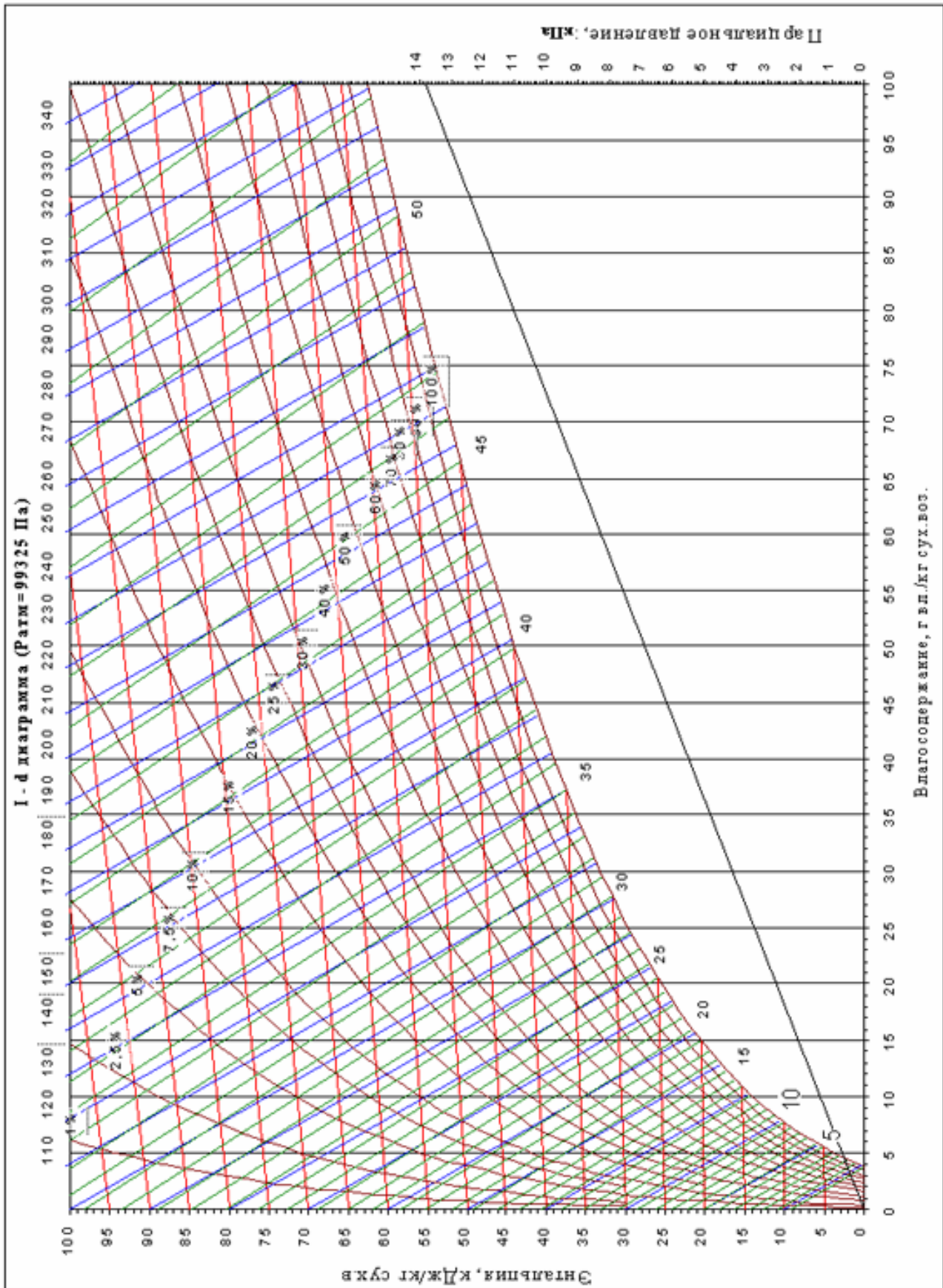


Рис. 3. I-d диаграмма

б) по I–d диаграмме (рис.3). Для нахождения относительной влажности на диаграмме следует найти точку пересечения изотерм t_c и t_m' . Затем путем интерполяции между линиями $\varphi = \text{const}$ определяется относительная влажность в %. Кроме того, по I–d диаграмме влажного воздуха в соответствии с найденным положением точки изотерм t_c и t_m' , определяются: влагосодержание, теплосодержание, температура точки росы и парциальное давление водяного пара во влажном воздухе.

10. Абсолютная влажность воздуха ρ_n определяется по уравнению состояния:

$$\rho_n = \frac{\varphi p_n}{R_n \cdot (273 + t_c)}, \text{ кг/м}^3$$

здесь и далее φ – относительная влажность в долях единицы; R_n – характеристическая газовая постоянная водяного пара равная $462 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{град)}$; p_n – давление насыщения водяного пара при температуре сухого термометра, Па ;

11. Парциальное давление пара во влажном воздухе по формуле:

$$p_n = \varphi p_n, \text{ Па}$$

Результаты расчетов по формулам и найденные по I–d диаграмме влажного воздуха должны быть продублированы в форме сводной таблицы 2.

Таблица 2.

№ п/п	Расчетная величина	Обозначение	Единицы измерения	Номера опытов											
				по расчету						по I – d диаграмме					
				1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
1	Истинное значение мокрого термометра	t_m'	$^{\circ}\text{C}$												
2	Относительная влажность	φ	%												
3	Влагосодержание	d	г/кг сух.воз.												
4	Абсолютная влажность	ρ_n	кг/м^3							–	–	–	–	–	–
5	Теплосодержание (энтальпия)	I	кДж/кг												
6	Парциальное давление пара	p_n	Па												
7	Парциальное давление насыщения	p_n	Па												
8	Температура точки росы	$t_{тр}$	$^{\circ}\text{C}$	–	–	–	–	–	–						

5. Контрольные вопросы.

1. Сформулируйте цель лабораторной работы и поясните, как достигается поставленная цель?
2. Назовите основные узлы экспериментальной установки и укажите их назначение.

3. Как Вы понимаете такие состояния, как насыщенный и ненасыщенный влажный воздух?
4. Как Вы относитесь к термину «пересыщенный» влажный воздух?
5. Как формулируется и записывается закон парциальных давлений для влажного воздуха?
6. Что называется абсолютной, относительной влажностью и влагосодержанием влажного воздуха?
7. Как выражается и из чего складывается теплосодержание (энтальпия) влажного воздуха?
8. Почему с увеличением температуры влажного воздуха его относительная влажность уменьшается?
9. Чем Вы можете объяснить влияние скорости воздуха на отклонение показания смоченного термометра от истинного значения температуры мокрого термометра?
10. Как устроена диаграмма $I-d$ влажного воздуха и, каким образом определяются параметры влажного воздуха с помощью диаграммы по показаниям сухого и мокрого термометров?
11. Покажите на диаграмме и поясните процессы «сухого» нагрева и охлаждения влажного воздуха.
12. Покажите на диаграмме и поясните процесс адиабатного насыщения влажного воздуха.
13. Дайте определение понятию точки росы. Как определяется температура точки росы на диаграмме?
14. Какова связь между относительной влажностью воздуха и его влагосодержанием?
15. Дайте вывод аналитической формулы для расчета абсолютной влажности воздуха.
16. Дайте вывод аналитической формулы для расчета влагосодержания воздуха.
17. Дайте вывод аналитической формулы для расчета теплосодержания (энтальпии) воздуха.

Работа 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИСТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ СУЖИВАЮЩЕЕСЯ СОПЛО

- 1. Цель работы.** Исследование зависимости массового расхода воздуха через суживающееся сопло от отношения давления за соплом к давлению перед соплом.
- 2. Основные положения.** Канал, в котором с уменьшением давления скорость газового потока возрастает, называется *соплом*; канал, в котором скорость газа уменьшается, а давление возрастает, называется *диффузором*. Поскольку назначением сопла является преобразование потенциальной энергии рабочего тела в кинетическую, для анализа происходящего в нем процесса начальная скорость потока является несущественной, и можно принять $W_1 = 0$. Тогда уравнение первого закона термодинамики при адиабатном истечении рабочего тела через сопло принимает вид:

$$l_0 = \frac{W_0^2}{2} = - \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp = h_1 - h_2,$$

где W_0 — теоретическая скорость потока в выходном сечении сопла; P_1 — начальное давление рабочего тела; P_2 — давление среды, в которую происходит истечение.

Разность энтальпий ($h_1 - h_2$) при истечении через сопла также называется располагаемым теплопадением и обозначается через h_0 . Она соответствует тому максимуму кинетической энергии, который может быть получен лишь в идеальных условиях истечения, а фактически из-за неизбежных потерь, связанных с необратимостью процесса, никогда не достигается.

Исходя из равенства $W_0^2/2 = h_0$, теоретическую скорость истечения рабочего тела через сопло в рассматриваемом случае можно определить по формуле:

$$W_0 = \sqrt{2 \cdot 1000 \cdot h_0} = 44,72 \cdot \sqrt{h_0}, \text{ м/сек}$$

Здесь h_0 выражено в кДж/кг . Это соотношение справедливо для любого рабочего тела.

Рассмотрим адиабатное истечение газа через суживающееся сопло из резервуара (рис.1) достаточно большого объема, в котором изменением давления можно пренебречь ($P_1 \approx \text{const}$).

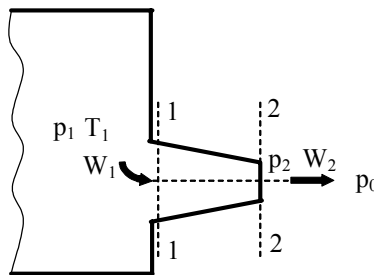


Рис. 1. Истечение газа из резервуара через суживающееся сопло.

В резервуаре газ имеет параметры P_1 , T_1 , v_1 (ρ_1), а на выходе из сопла P_2 , T_2 , v_2 (ρ_2), W_2 . Давление среды, в которую происходит истечение газа, обозначим P_0 . Основной характеристикой процесса истечения является отношение конечного давления к начальному, т. е. величина $\beta = P_0/P_1$.

В зависимости от отношения давлений можно выделить три характерных режима истечения газа: при $\beta > \beta_{кр}$ — докритический, при $\beta = \beta_{кр}$ — критический и при $\beta < \beta_{кр}$ — сверхкритический режимы.

Значение β , при котором расход газа достигает максимума, называется критическим $\beta_{кр}$, и находится по формуле:

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

Как и показатель адиабаты, величина $\beta_{кр}$ является физической константой газа, т. е. одной из характеристик его физических свойств.

При докритическом режиме истечения ($\beta > \beta_{кр}$) в сопле происходит полное расширение газа с понижением давления от P_1 до P_0 , на срезе сопла $P_2 = P_0$, скорость на выходе меньше скорости звука (рис. 2,а), располагаемая работа, соответствующая площади $1'-1-2-2'-1'$, полностью расходуется на увеличение ки-

нетической энергии газа. При критическом режиме ($\beta = \beta_{кр}$) также происходит полное расширение газа в пределах сопла, на срезе сопла $P_2 = P_{кр} = P_1 \cdot \beta_{кр} = P_0$, скорость на выходе равна критической скорости – скорости звука (рис. 2, б), располагаемая работа полностью расходуется на увеличение кинетической энергии газа. При сверхкритическом режиме ($\beta < \beta_{кр}$) в пределах сопла происходит неполное расширение газа, давление понижается только до критического, на срезе сопла $P_2 = P_{кр} = P_1 \cdot \beta_{кр} > P_0$, скорость на выходе равна критической скорости – местной скорости звука (рис. 2, в). Дальнейшее расширение газа и понижение его давления до P_0 осуществляется за пределами сопла. На увеличение кинетической энергии расходуется только часть располагаемой работы, соответствующая площади $1'-1-2-2'-1'$, другая ее часть, соответствующая площади $2'-2-2_0-2_0'-2'$, в суживающемся сопле остается не реализуемой.

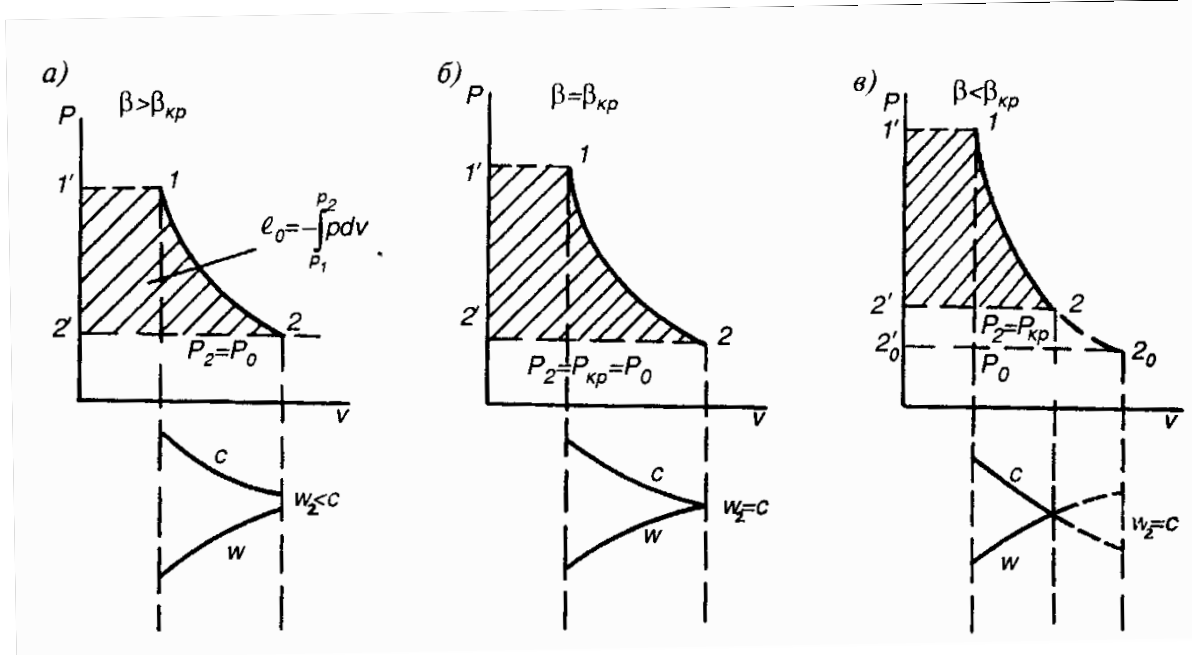


Рис.2. Процесс истечения газа в $p-v$ – координатах и характер изменения скорости звука и скорости истечения газа

a – при $\beta > \beta_{кр}$; b – при $\beta = \beta_{кр}$; v – при $\beta < \beta_{кр}$

Скорость газа на выходе из суживающегося сопла определяется по формулам:

для первого случая, когда $\beta > \beta_{кр}$ $P_2 = P_0$:

$$W_0 = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_1 \cdot v_1 \cdot \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)},$$

для второго и в третьем случаев, когда $\beta = \beta_{кр}$, а $P_2 = P_{кр} = P_1 \cdot \beta_{кр} = P_0$ и $\beta < \beta_{кр}$, а $P_2 = P_{кр} = P_1 \cdot \beta_{кр} > P_0$

$$W_{кр} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_1 \cdot v_1 \cdot \left(1 - \beta_{кр}^{\frac{k-1}{k}} \right)},$$

или, подставив значение $\beta_{кр}$ из формулы (3), получим:

$$W_{кр} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot P_1 \cdot v_1},$$

тогда при условиях адиабатного истечения

$$W_{кр} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} P_{кр} \cdot v_{кр} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{-1}} = \sqrt{k \cdot P_{кр} \cdot v_{кр}} = C,$$

Полученная формула показывает, что критическая скорость истечения газа из сопла равна скорости распространения звуковой волны в этом газе при его параметрах $P_{кр}$ и $v_{кр}$, т.е. местной скорости звука C в выходном сечении сопла.

В этом содержится физическое объяснение тому, что при снижении внешнего давления P_0 ниже $P_{кр}$ скорость истечения не изменяется, а остается равной $W_{кр}$.

Действительно, если $P_0 > P_{кр}$, то $W_0 < W_{кр}$ или $W_0 < C$, то всякое понижение давления P_0 передается вдоль сопла в направлении, обратном движению потока, со скоростью $(C - W_0) > 0$. При этом происходит перераспределение давления и скоростей по всей длине сопла: в каждом промежуточном сечении устанавливается новая скорость, соответствующая большему расходу газа. Если же P_0 снизится до $P_{кр}$, то дальнейшее понижение его уже не сможет распространяться вдоль сопла, поскольку скорость его распространения навстречу потоку снизится до нуля $(C - W_{кр}) = 0$. Поэтому в промежуточных сечениях сопла расход газа не изменится, не изменится он и в выходном сечении, т.е. скорость истечения останется постоянной и равной $W_{кр}$.

Зависимость скорости и расхода газа на выходе из суживающегося сопла от отношения давлений $\beta = P_0/P_1$ показана на рис. 3. Экспериментально эта зависимость была получена А.Сен-Венаном в 1839 году.

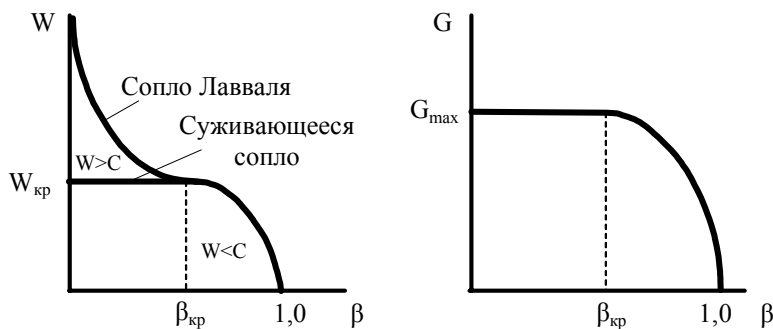


Рис. 3. Изменение скорости истечения и расхода газа через суживающееся сопло и сопло Лавваля от отношения давлений.

В отличие от теоретического изобэнтропийного действительный процесс истечения реального газа происходит при трении частиц газа между собой и о стенки канала. При этом работа, затрачиваемая на преодоление сил трения, преобразуется в теплоту, в результате чего температура и энтальпия газа в выходном сечении канала возрастают.

Истечение газа с трением становится необратимым процессом и сопровождается увеличением энтропии.

На рис. 4 в sh -координатах представлены процессы расширения газа 1-2 при истечении без трения и 1-2д при истечении с трением. При одинаковом перепаде давлений $P_1 - P_2$ действительный теплоперепад $\Delta h_d = h_1 - h_{2d}$ меньше предполагаемого $\Delta h = h_1 - h_2$. В результате этого действительная скорость истечения газа оказывается меньше теоретической.

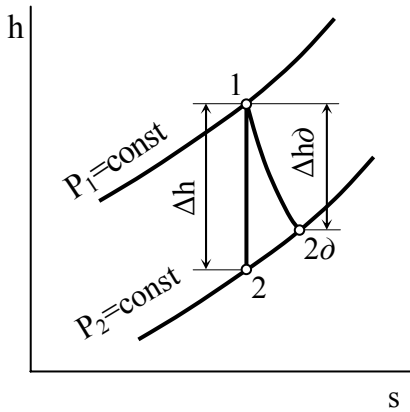


Рис. 4. Изоэнтропийный и действительный процессы истечения газа в sh – диаграмме

Отношение разности располагаемого и действительного теплоперепадов (потери теплоперепада) к располагаемому теплоперепаду называется *коэффициентом потери энергии*

$$\zeta_c = (\Delta h - \Delta h\delta) / \Delta h$$

Отсюда

$$\Delta h\delta = (1 - \zeta_c) \cdot \Delta h$$

Коэффициентом потери скорости называется отношение действительной скорости истечения к теоретической

$$\varphi_c = \frac{W_\delta}{W},$$

Коэффициент потери скорости, учитывающий уменьшение действительной скорости по сравнению с теоретической, в современных соплах равен 0,95 - 0,98.

Отношение действительного теплоперепада $\Delta h\delta$ к теоретическому Δh , или действительной кинетической энергии $W_\delta^2/2$ к теоретической $W^2/2$ называется *коэффициентом полезного действия канала*

$$\eta_k = \frac{\Delta h_\delta}{\Delta h} = \frac{W_\delta^2}{W^2},$$

С учетом выражений (8) и (10)

$$\eta_k = \varphi_c^2 = 1 - \zeta_c,$$

3. Схема и описание установки. Воздух от ресивера поршневого компрессора (на схеме не показан) (рис. 5) по трубопроводу поступает через измерительную диафрагму 1 к суживающемуся соплу 2. В камере 3 за соплом, куда происходит истечение, можно устанавливать различные давления выше барометрического путем изменения проходного сечения для воздуха с помощью вентиля 5. А затем воздух направляется в атмосферу. Сопло выполнено с плавным сужением. Диаметр выходного сечения сопла 2,15 мм. Суживающийся участок сопла заканчивается коротким цилиндрическим участком с отверстием для отбора и регистрации давления $P_{2м}'$ и температуры $t_{2\delta}$ в выходном сечении сопла (прибор 12).. Измерительная диафрагма 1 представляет собой тонкий диск с круглым отверстием по центру и вместе с дифманометром 7 служит для измерения расхода воздуха.

Температура и давление воздуха в окружающей среде измеряются соответственно термометром 8 и чашечным ртутным барометром 6.

Температура и давление воздуха перед измерительной диафрагмой измеряется с помощью комбинированного прибора 9, а перед соплом – прибором 10. Давление за соплом измеряется манометрической частью комбинированного прибора 11. Все показания приборов заносятся в протокол наблюдений (таблица 1).

[illegible]

№ п/п	Измеряемая ве- личина	Обоз- на- чение	Едини- цы изме- рен.	Номера опытов										
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
8	Температура в выходном сече- нии сопла	t_{20}	$^{\circ}\text{C}$											
9	Температура ок- ружающей сре- ды	$t_{\text{в}}$	$^{\circ}\text{C}$											
10	Показания ба- рометра	B	<i>мбар</i>											

4. Расчетные формулы и расчеты.

1. Атмосферное давление находится с учетом температурного расширения столбика ртути барометра по формуле:

$$P_{\text{атм}} = \frac{B \cdot 10^2}{1 + 1,815 \cdot 10^{-4} \cdot t_{\text{окр}}}, \text{ Па}$$

2. Перевод показаний образцовых манометров $P_{\text{м}}$, $P_{1\text{м}}$, $P_{2\text{м}}'$ и $P_{2\text{м}}$ в абсолютные значения давлений по формуле:

$$P = P_{\text{атм}} + P_{\text{м}j} = P_{\text{атм}} + g \cdot P_{\text{м}j} \cdot 10^4, \text{ Па}$$

где g – ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$; $P_{\text{м}j}$ – показания одного из четырех манометров из табл. 1.

3. Перепад давления воздуха на диафрагме:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot H, \text{ Па}$$

где ρ – плотность воды в U-образном вакуумметре, равная 1000 кг/м^3 ; H – показание дифманометра, переведенное в *м вод.ст.*

4. Плотность воздуха по состоянию перед диафрагмой:

$$\rho_{\text{в}} = \frac{P}{R \cdot (t + 273)}, \text{ кг/м}^3$$

где R – характеристическая газовая постоянная воздуха, равная $287 \text{ Дж/кг} \cdot ^{\circ}\text{K}$.

5. Действительный расход воздуха через диафрагму (следовательно, через сопло):

$$G_{\text{д}} = 2,745 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{\rho_{\text{в}} \cdot \Delta P}, \text{ кг/сек}$$

6. Теоретическая скорость истечения в выходном сечении сопла:

$$W_2 = 44,72 \cdot \sqrt{(h_1 - h_2)} = 44,72 \cdot \sqrt{\Delta h}, \text{ м/сек}$$

7. Значения энтальпий воздуха h_1 и h_2 в сечениях на входе и на выходе из сопла определяется по общему уравнению:

$$h_j = c_p \cdot t_j, \text{ кДж/кг}$$

где c_p – теплоемкость воздуха при постоянном давлении, которая может быть принята не зависящей от температуры и равной $1,006 \text{ кДж/(кг} \cdot ^{\circ}\text{C)}$; t_j – температура в рассматриваемом сечении, $^{\circ}\text{C}$; j – индекс рассматриваемого сечения.

8. Теоретическое значение температуры в выходном сечении сопла находится из условия адиабатного процесса истечения по формуле:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \cdot (\beta)^{\frac{k-1}{k}}, \text{ } ^\circ K, \text{ a } t_2 = T_2 - 273, \text{ } ^\circ C$$

где β – значение отношения давлений. Величину β принимают по данным таблицы результатов расчета (таблица 2) для конкретного опыта, когда режим истечения докритический, т.е. $\beta > \beta_{кр}$; для всех остальных опытов, когда режим истечения критический или закритический величина β принимается равной $\beta_{кр}$ (независимо от данных таблицы 2) и находится в зависимости от показателя адиабаты (для воздуха $k = 1,4$).

9. Действительный процесс истечения сопровождается увеличением энтропии и температуры $T_{2\partial}$ (рис. 4). Действительная скорость истечения при этом также уменьшается и может быть найдена по уравнению:

$$W_{2\partial} = 44,72 \cdot \sqrt{\Delta h_{\partial}} = 44,72 \cdot \sqrt{h_1 - h_{2\partial}}, \text{ м/сек}$$

4.13. Результаты расчетов должны быть продублированы в форме сводной таблицы 2.

Таблица 2.

[illegible]

№ п/п	Измеряемая величина	Обоз- на- чение	Еди- ницы изме- рен.	Номера опытов										
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
10	Действительная температура в выходном сечении сопла	$T_{2\partial}$	$^{\circ}K$											
11	Теоретическая скорость истечения	W_2	м/сек											
12	Действительная скорость истечения	$W_{2\partial}$	м/сек											
13	Коэффициент потери энергии	ζ_c	—											
14	Коэффициент потери скорости	φ_c	—											
15	Коэффициент полезного действия канала	η_k	—											

По результатам расчетов построить в соответствующем масштабе график зависимости расхода газа от отношения давлений.

5. Контрольные вопросы.

1. Сформулируйте цель лабораторной работы и поясните, как достигается поставленная цель?
2. Назовите основные узлы экспериментальной установки и укажите их назначение.
3. Дайте определение процессов истечения и дросселирования.
4. Напишите уравнение первого закона термодинамики применительно к процессу истечения.
5. Напишите уравнение первого закона термодинамики применительно к процессу дросселирования.
6. Как изменяется скорость истечения через суживающееся сопло при изменении β от 1 до 0 (покажите качественное изменение на графике расхода)?
7. Чем объясняется проявление критического режима при истечении?
8. В чем различие теоретического и действительного процессов истечения?
9. Как изображаются теоретический и действительный процессы истечения в координатах $h-s$?
10. Почему отличаются теоретическая и действительная температуры воздуха на выходе из сопла при истечении?
11. На каком основании процесс дросселирования используется при измерении расхода воздуха?
12. Как может изменяться температура воздуха в процессе дросселирования?
13. От чего зависят величины коэффициентов: потери скорости φ_c , потери энергии ζ_c и полезного действия канала η_k ?
14. Какие каналы называются соплами?

15. От каких параметров зависят расход и скорость газа при истечении через сопло?
16. Почему температуры воздуха перед диафрагмой и перед соплом равны?
17. Как изменяются энтальпия и энтропия потока газа, при прохождении через диафрагму?

Работа 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННОГО МАТЕРИАЛА (метод цилиндрического слоя).

1. Цель работы. Освоение одного из методов определения коэффициента теплопроводности теплоизоляционных материалов (метод цилиндрического слоя) и закрепление знаний по теории теплопроводности.

2. Основные положения. Теплота является наиболее универсальной формой передачи энергии, возникающей в результате молекулярно-кинетического (теплого) движения микрочастиц - молекул, атомов, электронов. Универсальность тепловой энергии состоит в том, что любая форма энергии (механическая, химическая, электрическая, ядерная и т.п.) трансформируется, в конечном счете, либо частично, либо полностью в тепловое движение молекул (теплоту). Различные тела могут обмениваться внутренней энергией в форме теплоты, что количественно выражается первым законом термодинамики.

Теплообмен – это самопроизвольный процесс переноса теплоты в пространстве с неоднородным температурным полем.

Температурным полем называют совокупность мгновенных значений температуры во всех точках рассматриваемого пространства. Поскольку температура – скалярная величина, то температурное поле – скалярное поле.

В общем случае перенос теплоты может вызываться неоднородностью полей других физических величин (например, диффузионный перенос теплоты за счет разности концентраций и др.). В зависимости от характера теплового движения различают следующие виды теплообмена.

Теплопроводность - молекулярный перенос теплоты в среде с неоднородным распределением температуры посредством теплового движения микрочастиц.

Конвекция – перенос теплоты в среде с неоднородным распределением температуры при движении среды.

Теплообмен излучением – теплообмен, включающий переход внутренней энергии тела (вещества) в энергию излучения, перенос излучения, преобразование энергии излучения во внутреннюю энергию другого тела (вещества).

В зависимости от времени теплообмен может быть:
стационарным, если температурное поле не зависит от времени;
нестационарным, если температурное поле меняется во времени.

Для количественного описания процесса теплообмена используют следующие величины:

Температура T в данной точке тела, осредненная: по поверхности, по объему, по массе тела. Если соединить точки температурного поля с одинаковой температурой, то получим *изотермическую поверхность*. При пе-

ресекающей изотермической поверхности плоскостью получим на этой плоскости *семейство изотерм* – линий постоянной температуры.

Перепад температур ΔT – разность температур между двумя точками одного тела, двумя изотермическими поверхностями, поверхностью и окружающей средой, двумя телами. Перепад температуры вдоль изотермы равен нулю. Наибольший перепад температуры происходит по направлению нормали к изотермической поверхности. Возрастание температуры по нормали к изотермической поверхности характеризуется градиентом температуры.

Средний градиент температуры $\frac{\Delta T}{\Delta n}$ – отношение перепада температур между двумя изотермическими поверхностями ΔT к расстоянию между ними Δn , измеренному по нормали n к этим поверхностям (рис. 1).

Истинный градиент температуры $\frac{\partial T}{\partial n}$ – средний градиент температуры при $\Delta n \rightarrow 0$ или это есть вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры, численно равный первой производной температуры по этой нормали.:

$$\frac{\partial T}{\partial n} = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta n} = \text{grad} T = \nabla T,$$

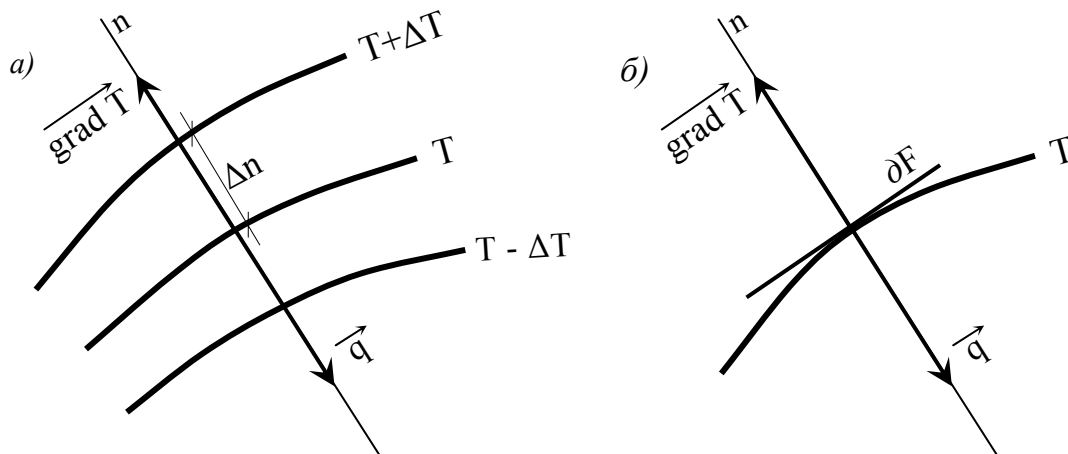


Рис. 1. Изотермы температурного поля, градиент температуры, тепловой поток.

а) положение нормали и направление градиента температуры и теплового потока; б) n – нормаль к изотермической поверхности ∂F , q – удельный тепловой поток, мощность теплового потока $\partial Q = q \cdot \partial F$.

Количество теплоты – ∂Q , Дж, *мощность теплового потока* $\frac{\partial Q}{\partial \tau}$, Вт – количество теплоты, проходящее в единицу времени, *удельный тепловой поток* $q = \frac{\partial Q}{\partial \tau \cdot \partial F}$, Вт/м² – количество теплоты, проходящее в единицу времени через единицу площади изотермической поверхности.

Перенос теплоты теплопроводностью выражается эмпирическим законом Био-Фурье, согласно которому вектор удельного теплового потока прямо пропорционален градиенту температуры:

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \text{grad} T.$$

Знак «минус» в уравнении показывает, что направление теплового потока противоположно направлению градиента температуры.

Коэффициент пропорциональности λ в уравнении характеризует способность тел проводить теплоту и называется *коэффициентом теплопроводности*. Количественно коэффициент теплопроводности λ – тепловой поток (Bm), проходящий через единицу поверхности (m^2) при единичном градиенте температур ($град/м$), и имеет размерность $Bm/(m \cdot град)$.

Коэффициент теплопроводности – физическая характеристика, зависящая от химического состава и физического строения вещества, его температуры, влажности и ряда других факторов. Коэффициент теплопроводности имеет максимальные значения для чистых металлов и минимальные для газов.

Теплоизоляционные материалы. К числу теплоизоляционных материалов могут быть отнесены все материалы, обладающие низким коэффициентом теплопроводности (менее $5 Bm/(m \cdot град)$ при $t = 0 \text{ } ^\circ C$).

Теплоизоляционные материалы могут быть неорганического происхождения (асбест, шлаки, глины, пески, минералы и т.д.), органического (шерсть, хлопок, дерево, кожа, резина, текстолит и т.д.) и смешанными, т.е. состоящими одновременно из органических и неорганических веществ. Материалы органического происхождения используют в области температур, не превышающих $+150 \text{ } ^\circ C$. Для более высоких температур применяются материалы неорганического происхождения.

Теплопроводность твердых теплоизоляционных материалов, как правило, определяется их пористостью (т.е. общим объемом газовых включений, отнесенным к единице объема изоляционного материала), размером пор и влажностью. С ростом влажности теплопроводность увеличивается. Теплопроводность пористых тел сильно возрастает с температурой; при температурах более $1300 \text{ } ^\circ C$ тепловые изоляторы становятся проводниками тепла. Сплошные диэлектрические материалы, например, стекло, имеют более высокую теплопроводность по сравнению с пористыми материалами.

Установлено также, что чем выше плотность материала, тем больше его теплопроводность.

Однослойная стенка (трубка) при $\lambda = \text{const}$. Рассмотрим цилиндрическую стенку (трубку) длиной l с внутренним r_1 и внешним r_2 радиусами (рис. 2).

Заданы температуры T_1 внутренней и T_2 наружной поверхностей стенки. Условие одномерности теплового потока будет условие $l \gg r_2$, откуда следует $\partial q / \partial l = 0$. Дифференциальное уравнение теплопроводности в полярных координатах при $\lambda = \text{const}$ и отсутствии внутреннего источника теплоты ($Q_v = 0$) имеет вид:

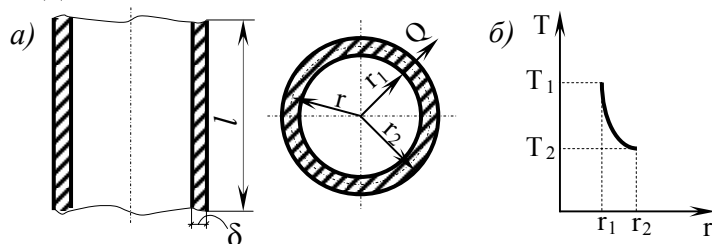


Рис. 2 Температурное поле и тепловой поток в цилиндрической стенке:
а)- цилиндрическая стенка; б) – температурное поле

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} = 0.$$

При заданных граничных условиях:

$$r = r_1; T = T_1;$$

$$r = r_2; T = T_2.$$

получим

$$\bar{\theta} = \frac{T - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{\ln\left(\frac{r}{r_1}\right)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}.$$

Температура цилиндрической стенки меняется по логарифмической зависимости (рис. 2).

Удельный тепловой поток q через единицу площади цилиндрической поверхности будет величиной переменной:

$$q = -\frac{\lambda}{r} \cdot \frac{T_2 - T_1}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}.$$

Мощность теплового потока $Q = q \cdot F$ через цилиндрическую поверхность площадью $F = 2\pi \cdot r \cdot l$ (l - длина цилиндрической стенки) есть постоянная величина, равная:

$$Q = -2\pi \cdot \lambda \cdot l \cdot \frac{T_2 - T_1}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}.$$

Полученную формулу можно записать, используя понятие *термического сопротивления*:

$$Q = -2\pi \cdot l \cdot \frac{(T_2 - T_1)}{R_l},$$

где $R_l = \frac{1}{\lambda} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)$ – термическое сопротивление цилиндрической стенки.

Удельный тепловой поток на единицу длины стенки $q_l = Q/l$:

$$q_l = \frac{Q}{l} = -2\pi \cdot \lambda \cdot \frac{(T_2 - T_1)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}.$$

Таким образом, предлагаемый экспериментальный метод определения коэффициента теплопроводности основан на измерении:

- мощности теплового потока, проходящего через цилиндрический слой;
- перепада температур между внутренней и наружной поверхностями слоя тепловой изоляции;
- геометрических характеристик слоя тепловой изоляции.

3. Схема и описание установки. Исследуемый материал 1 (рис. 3) нанесен в виде цилиндрического слоя ($d_1 = 0,05, м$; $d_2 = 0,02, м$) на наружную поверхность металлической трубы 2. Длина цилиндра тепловой изоляции составляет 1 м, что значительно больше наружного диаметра.

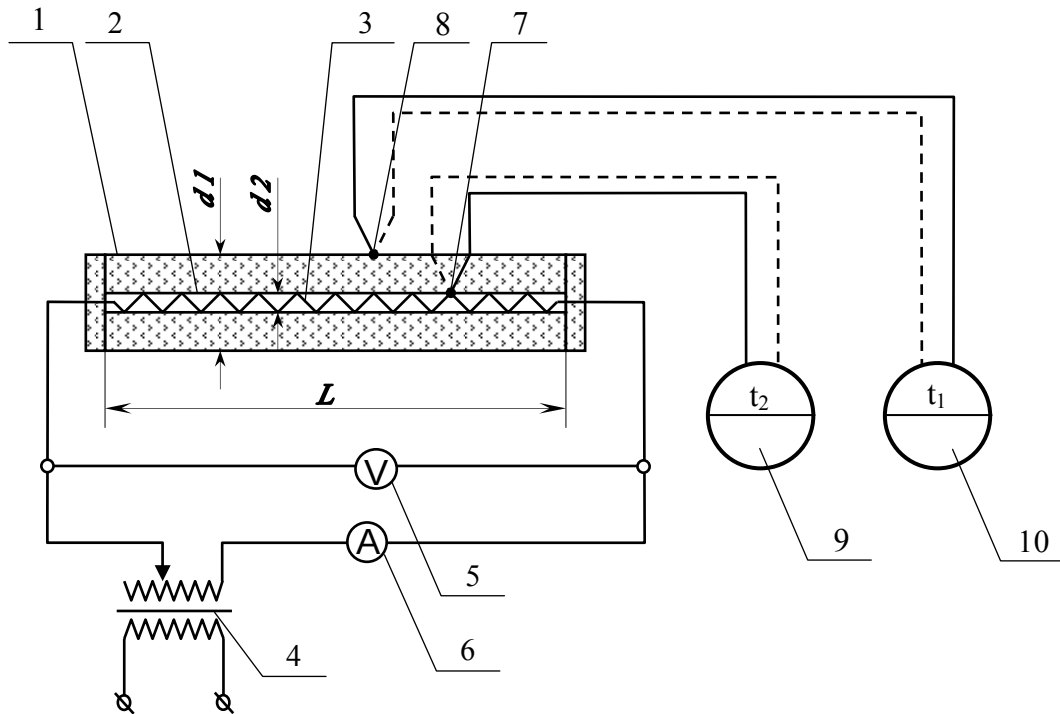


Рис. 3 Схема лабораторной установки

Источником теплового потока служит электронагреватель 3, который включен в электрическую цепь через автотрансформатор 4. Для определения мощности теплового потока служат вольтметр 5 и амперметр 6. Для измерения температур на внутренней и наружной поверхностях тепловой изоляции применяются хромель-копелевые термопары 7 и 8 в комплекте с вторичными приборами 9 и 10.

Результаты измерений при достижении стационарного режима заносятся в протокол наблюдений (табл. 1). Стационарность режима оценивается по неизменности температур t_1 и t_2 во времени.

Исследуемый материал

Таблица 1.

№ п/п	Измеряемая величина	Обоз- на- чение	Едини- цы изме- рен.	Номера опытов				
				1	2	3	4	5
1	Сила тока	I	<i>a</i>					
2	Напряжение	U	<i>в</i>					
3	Температура внутрен- ней поверхности слоя изоляции	t_2	°C					
4	Температура наружной поверхности слоя изо- ляции	t_1	°C					

4. Расчетные формулы и расчеты.

1. Все расчеты сводятся к вычислениям коэффициента теплопроводности по формуле:

$$\lambda = \frac{Q \cdot \ln\left(\frac{d_1}{d_2}\right)}{2\pi \cdot l \cdot (t_2 - t_1)}, \text{ Вт/(м·град)}$$

2. Мощность теплового потока по формуле:

$$Q = I \cdot U, \text{ Вт}$$

3. Средняя температура тепловой изоляции:

$$t_{\text{ср}} = \frac{(t_1 + t_2)}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

4. Результаты расчетов должны быть продублированы в форме сводной таблицы 2.

Исследуемый материал

Таблица 2.

№ п/п	Измеряемая величина	Обоз- на- чение	Едини- цы изме- рен.	Номера опытов				
				1	2	3	4	5
1	Тепловой поток	Q	Вт					
2	Средняя температура исследуемого материала	$t_{\text{ср}}$	$^\circ\text{C}$					
3	Коэффициент теплопроводности исследуемого материала	λ	Вт/ (м·град)					
4	Температурный коэффициент	β	1/град					

4.5. По результатам расчетов построить в соответствующем масштабе график зависимости коэффициента теплопроводности от средней температуры тепловой изоляции. Пользуясь графиком, определить коэффициент β , характеризующий влияние температуры на теплопроводность материала. При обработке графического материала характер зависимости представить в виде уравнения прямой линии:

$$\lambda_t = \lambda_0 \cdot (1 + \beta \cdot t_{\text{ср}}).$$

5. Контрольные вопросы.

1. Сформулируйте цель лабораторной работы и поясните, как достигается поставленная цель?
2. Назовите основные узлы экспериментальной установки и укажите их назначение.
3. Какие величины следует измерять в данной работе, чтобы вычислить коэффициент теплопроводности?
4. Какова физическая сущность передачи тепла теплопроводностью?
5. Сформулируйте понятия: температурное поле, изотермическая поверхность, градиент температуры, мощность теплового потока, удельный тепловой поток.

6. Покажите на схеме установки, как направлен вектор теплового потока и градиента температуры?
- 5.7. Каков физический смысл коэффициента теплопроводности, и от каких факторов он зависит?
- 5.8. Каков характер изменения температуры по толщине плоской и цилиндрической стенок?
9. Какова взаимосвязь между коэффициентом теплопроводности и наклоном температурной кривой по толщине тепловой изоляции?
10. Дайте определение понятию термического сопротивления стенки.
11. Как зависит коэффициент теплопроводности различных веществ (металлов, неметаллов, жидкостей и газов) от температуры? Ответ обосновать.
12. Сформулируйте основной закон теплопроводности. В чем его сущность?
13. Каковы основные трудности тепловых расчетов при переносе тепла теплопроводностью?
14. Как влияет форма стенки на величину её термического сопротивления?

Работа 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ (метод струны).

1. Цель работы. Определение экспериментальным путем на лабораторной установке коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции в неограниченном пространстве. Изучение методики обработки опытных данных с применением теории подобия и составления критериального уравнения по результатам эксперимента..

2. Основные положения. Теплообмен в условиях естественной конвекции осуществляется при местном нагревании или охлаждении среды, находящейся в ограниченном или неограниченном пространстве. Этот вид конвективного переноса тепла играет преимущественную роль в процессах отопления помещений и имеет значение в различных областях техники. Например, нагревание комнатного воздуха отопительными приборами, а также нагревание и охлаждение ограждающих конструкций помещений (стены, окна, двери и пр.) осуществляется в условиях естественной конвекции или так называемого свободного потока.

Естественная конвекция возникает в неравномерно нагретом газе или жидкости, находящейся в ограниченном или неограниченном пространстве, и может влиять на конвективный перенос тепла в вынужденном потоке среды. В больших масштабах свободное перемещение масс среды, вызванное различием ее плотностей в отдельных местах пространства, осуществляется в атмосфере земли, водных пространствах океанов и морей и т. д.

За счет естественного движения нагретого воздуха в зданиях осуществляется его вентиляция наружным воздухом. Исследованием свободной конвекции занимался еще М. В. Ломоносов, который применял подъемную силу нагретых масс воздуха для устройства вентиляции шахт, а также для перемещения газов в пламенных печах. К настоящему времени достаточно полно изучен естественный конвективный теплообмен для тел простейшей формы (плита, цилиндр, шар), находящихся в различных средах, заполняющих пространство больших размеров по сравнению с размерами самого тела.

Как показывает опыт, характер свободного течения среды относительно поверхности нагретого тела бывает как ламинарным, так частично или полностью турбулентным.

На рис. 1 показано свободное перемещение комнатного воздуха у вертикально подвешенной нагретой трубы большой длины. На нижнем участке трубы наблюдается ламинарное течение воздуха вверх. На некотором расстоянии от нижнего конца трубы перемещение слоев воздуха теряет ламинарный характер, возникают отдельные локонообразные массы, появляются искривленные струйки, которые далее дробятся на более мелкие, и восходящий поток воздуха у нагретой трубы приобретает турбулентный характер с ламинарным пристенным слоем. Рис. 1 является хорошей иллюстрацией развития и перехода ламинарного течения в турбулентное.

Экспериментально коэффициент теплоотдачи может быть определен из основного уравнения теплоотдачи Ньютона-Рихмана

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot \Delta t}$$

где Q – мощность теплового потока, передаваемого свободной конвекцией в окружающую среду; F – теплоотдающая поверхность; Δt – температурный напор (разность температур между теплоотдающей средой и окружающей средой).

Свободный конвективный теплообмен тел в различных средах, находящихся в неограниченном пространстве, экспериментально изучался различными исследователями. Опыты проводились с телами простейшей формы (плиты, цилиндры, шары) с размерами от 15 мк (проволоки) и до 16 м (шары) в различных средах (различные газы и жидкости).

Результаты исследований обобщались с помощью характерных для этого явления критериев Nu , Gr и Pr , что находится в полном соответствии с теорией подобия и аналитическим решением задачи. Изменение физических параметров в пограничном слое удается учесть введением критериального отношения $\frac{Pr_{п}}{Pr_{ст}}$ представляющего относительное изменение параметров переноса ν и α

в пределах изменения температуры среды: $t_{п}$ – температур потока окружающей среды, $t_{ст}$ – температуры среды на границе со стенкой.

Академиком М. А. Михеевым и И. М. Михеевой, на основании обобщения результатов экспериментального исследования, рекомендуются следующие формулы для расчета средних критериев теплообмена тел в свободном потоке.

Для горизонтальных труб в диапазоне изменения $Gr \cdot Pr$ от 10^3 до 10^8 :

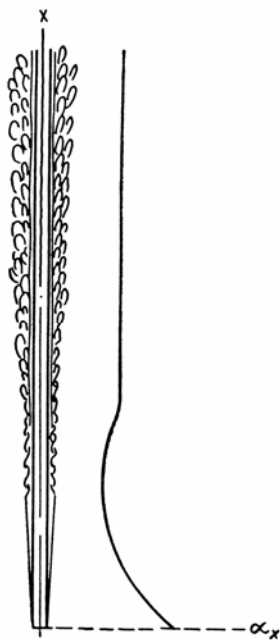


Рис. 1. Характер течения среды и изменение коэффициента теплоотдачи в условиях естественной конвекции у вертикального цилиндра большой высоты

$$\overline{Nu}_{n,d} = 0,5 \cdot (Gr_n \cdot Pr_n)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_n}{Pr_{ct}} \right)^{0,25},$$

где $\overline{Nu}_{n,d} = \frac{\bar{\alpha} \cdot d}{\lambda}$ – средний критерий Нуссельта; $Gr_{n,d} = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2} \cdot \beta_n \cdot (t_n - t_{ct})$ – критерий Грасгофа; $Pr_n = \frac{\nu_n}{a_n}$ – критерий Прандтля при температуре потока окружающей среды; $Pr_{ct} = \frac{\nu_{ct}}{a_{ct}}$ – критерий Прандтля жидкости при температуре среды на границе со стенкой.

Для *вертикальных труб* и плит в диапазоне изменения $Gr_{n,h} Pr_n$ от 10^3 до 10^9 (что отвечает ламинарному течению среды):

$$\overline{Nu}_{n,h} = 0,76 \cdot (Gr_n \cdot Pr_n)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_n}{Pr_{ct}} \right)^{0,25},$$

и в диапазоне изменения $Gr_{n,h} Pr_n > 10^9$ (что отвечает турбулентному течению):

$$\overline{Nu}_{n,h} = 0,15 \cdot (Gr_n \cdot Pr_n)^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_n}{Pr_{ct}} \right)^{0,25},$$

Для газов отношение $\frac{Pr_n}{Pr_{ct}}$ мало зависит от температуры и его можно принять за 1.

Для *тонких проволок* малого размера, для которых выполняется условие $(Gr_{n,d} \cdot Pr_n) < 10^3$, критерий конвективного теплообмена имеет постоянное число:

$$Nu_{n,d} = 0,5$$

Эти предельные наименьшие значения критерия Nu отвечают *неподвижному пограничному слою*, когда теплоотдачу можно вычислить непосредственно по формулам теплопроводности.

Между этим предельным состоянием полностью заторможенной среды в пограничном слое и рассмотренным выше режимом свободной конвекции, при которой в пограничном слое осуществляется течение среды с равноправным участием инерционных сил и сил внутреннего вязкостного трения, существует режим свободной конвекции с *ползущим течением* в пограничном слое. Для этого режима силами инерции можно пренебречь и решить задачу конвективного теплообмена в виде зависимости:

$$\overline{Nu}_{n,d} = C \cdot (Gr_{n,d} \cdot Pr_n)^n$$

Определяющим размером является диаметр проволоки d , м, а определяющей температурой – температура потока t_n , °С. Данная формула справедлива для потока воздуха, у которого критерий $Pr \approx 0,7$ и практически не зависит от температуры. Численные значения коэффициента C и показателя степени n можно принять по таблице

Характер или режим теплообмена	$Gr_{n,d} \cdot Pr_n$	C	n
псевдотеплопроводность	$1 \cdot 10^{-3} \dots 5 \cdot 10^2$	1,18	0,125
ламинарный	$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	0,54	0,25
переходный и турбулентный	$> 2 \cdot 10^7$	0,135	0,33

3. Схема и описание установки. В экспериментальной лабораторной установке (рис.2) теплоотдающей стенкой является нихромовая проволока 3(струна) длиной 1540 мм и диаметром 0,5 мм, по которой пропускается электрический ток напряжением до 30 в.

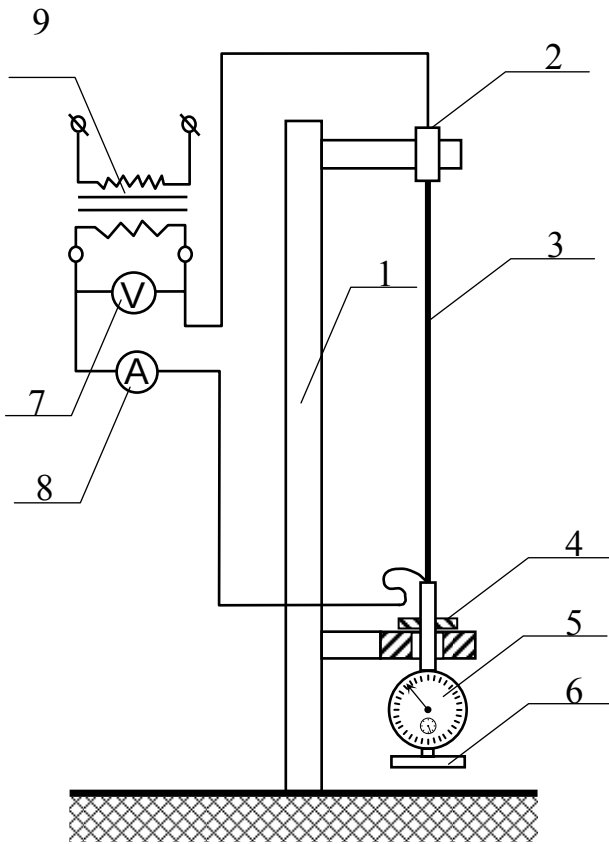


Рис. 2 Схема лабораторной установки

Таким образом, размеры струны определяют теплоотдающую поверхность $F = 2,419 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$. Струна удерживается в вертикальном положении стойкой 1 с двумя кронштейнами. В верхнем кронштейне 2, изолированном от массы установки, неподвижно закреплен один конец струны. Другой конец струны зажат в головке индикатора часового типа 5. Головка индикатора свободно перемещается в изоляторе-держателе 4 нижнего кронштейна. Груз 6 обеспечивает постоянное по величине натяжение струны. Напряжение от сети 220 в подводится через автотрансформатор к держателю 2 и головке индикатора 5. Для определения мощности теплового потока служат вольтметр 7 и амперметр 8.

Все результаты измерений заносятся в протокол наблюдений (табл.

1) при стационарном режиме. О стационарности режима можно судить по неизменности показаний индикатора удлинения струны, т.е. по постоянству температуры струны.

Таблица 1.

№ п/п	Измеряемая величина	Обозначение	Единицы измерен.	Номера опытов				
				1	2	3	4	5
1	Удлинение струны	Δl	мм					
2	Сила тока	I	а					
3	Напряжение	U	в					
4	Температура окружающей среды	$t_{\text{окр}}$	°C					
5	Показания барометра	B	мбар					

4. Расчетные формулы и расчеты.

1. Атмосферное давление находится с учетом температурного расширения столбика ртути барометра по формуле:

$$P_{\text{атм}} = \frac{B \cdot 10^2}{1 + 1,815 \cdot 10^{-4} \cdot t_{\text{окр}}}, \text{ Па}$$

2. Температурный напор (разность температур струны и окружающей среды) находится по эмпирической формуле в зависимости от удлинения струны:

$$\Delta t_m = 0,2736 + 42,603 \cdot \Delta l + 0,2723 \cdot \Delta l^2, \text{ } ^\circ\text{C}$$

где Δl – удлинение струны, мм;

3. Средняя температура струны:

$$t_{\text{ст}} = \Delta t_m + t_{\text{окр}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

4. Мощность теплового потока, выделенная при прохождении электрического тока по струне:

$$Q_3 = I \cdot U, \text{ Вт}$$

5. Мощность теплового потока через поверхность струны в окружающую среду за счет теплового излучения определяется по закону Стефана-Больцмана:

$$Q_{\text{и}} = \varepsilon \cdot C_0 \cdot F \cdot \left[\left(\frac{t_{\text{ст}} + 273}{1000} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{окр}} + 273}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт}$$

где $\varepsilon = 0,64 \dots 0,76$ – степень черноты нихромовой проволоки, $C_0 = 5,67$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}^4)$; F – теплоотдающая поверхность струны, равная $2,419 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$.

Таким образом, с учетом численных значений параметров:

$$Q_{\text{и}} = 9,63 \cdot 10^{-3} \cdot \left[\left(\frac{t_{\text{ст}} + 273}{1000} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{окр}} + 273}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт}$$

6. Тогда мощность теплового потока через поверхность струны в окружающую среду за счет свободной конвекции:

$$Q = Q_3 - Q_{\text{и}}, \text{ Вт}$$

7. Коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot \Delta t_m}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$$

8. Теплофизические свойства воздуха (окружающей среды) при определяющей температуре, равной $t_{\text{окр}}$:

$$\text{плотность } \rho = \frac{P_{\text{атм}}}{R \cdot (273 + t_{\text{окр}})}, \text{ кг}/\text{м}^3; \text{ теплоемкость } c_p = 1006, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$$

где R – характеристическая газовая постоянная воздуха, равная $287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$.

$\beta = \frac{1}{(273 + t_{\text{окр}})}$ – коэффициент объемного расширения, $1/\text{град}$; $\lambda = 0,000074 \cdot t_{\text{опр}} +$

$0,0245$ – коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$; $\nu = (0,000089 \cdot t_{\text{опр}}^2 + 0,088 \cdot t_{\text{опр}} +$

$13,886) \cdot 10^{-6}$ – коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$; $a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$ – коэффициент

температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$.

$$9. \text{ Критерий Нуссельта: } Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda},$$

10. Критерий Грасгофа: $Gr = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot (t_{ст} - t_{окр})$,

11. Критерий Прандтля: $Pr = \frac{\nu}{a}$,

4.12. Результаты расчетов должны быть продублированы в форме сводной таблицы 2.

Таблица 2.

№ п/п	Измеряемая величина	Обоз- на- чение	Единицы измерен.	Номера опытов				
				1	2	3	4	5
1	Температурный напор (разность температур струны и окружающей среды)	Δt_m	$^{\circ}C$					
2	Средняя температура струны	$t_{ст}$	$^{\circ}C$					
3	Количество тепла, выде- ленное электрическим то- ком	$Q_{э}$	Bm					
4	Количество тепла, отдан- ное излучением	$Q_{и}$	Bm					
5	Количество тепла, отдан- ное конвекцией	Q	Bm					
6	Коэффициент теплоотда- чи	α	$\frac{Bm}{(m^2 \cdot град)}$					
7	Коэффициент объемного расширения воздуха	β	$1/град$					
8	Теплоемкость воздуха	c_p	$\frac{Дж}{(кг \cdot град)}$					
9	Коэффициент теплопро- водности воздуха	λ	$\frac{Bm}{(m \cdot град)}$					
10	Плотность воздуха	ρ	$кг/м^3$					
11	Коэффициент температу- ропроводности воздуха	a	$м^2/с$					
12	Коэффициент кинемати- ческой вязкости воздуха	ν	$м^2/с$					
13	Критерий Нуссельта	Nu	—					
14	Критерий Грасгофа	Gr	—					
15	Критерий Прандтля	Pr	—					
16	Критериальное уравнение	—	—					

По результатам расчетов построить в соответствующем масштабе в логарифмических координатах график зависимости критерия Nu от произведения $(Gr \cdot Pr)$. Характер зависимости представить в виде прямой линии. Решив урав-

нение прямой линии, получить уравнение в явном виде и сравнить его с табличным значением.

5. Контрольные вопросы.

1. Сформулируйте цель лабораторной работы и поясните, как она достигается?
2. Назовите основные узлы экспериментальной установки и укажите их назначение.
3. Как определяется средняя температура струны в данной установке?
4. Для чего замеряется барометрическое давление в данной работе?
5. Как определяется количество теплоты, отданное струной окружающему воздуху посредством конвекции?
6. Как определяется количество теплоты, отданное струной окружающему воздуху посредством излучения?
7. Что такое свободная и вынужденная конвекция?
8. . Каков физический смысл и размерность коэффициента теплоотдачи?
9. Какие факторы определяют интенсивность конвективного теплообмена?
10. . Что такое критерий подобия?
11. Что такое «определяющая температура» и «определяющий» размер?
12. Какие критерии называются «определяющими» и «определяемыми»?
13. Для чего и как составляются критериальные уравнения?
14. Как определяется коэффициент теплоотдачи α из критериального уравнения?
15. Что характеризуют критерии Nu , Gr , Pr ?

Работа 6. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА НА ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ

1. Цель работы. Изучение процессов теплообмена при свободной и вынужденной конвекции на горизонтальном трубопроводе. Экспериментальное определение коэффициентов теплоотдачи и сравнение их с вычисленными по критериальным уравнениям.

2. Основные положения. При знании величины мощности теплового потока Q в теплообмене поверхности с обтекающей ее средой становится возможным определение коэффициента теплоотдачи α из уравнения Ньютона-Рихмана:

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t,$$

где F - поверхность, участвующая в теплообмене; Δt – средний температурный напор.

В условиях, когда по горизонтально расположенному трубопроводу движется воздух под напором, а с внешней стороны трубопровода существует контакт с окружающим воздухом, внутри трубопровода теплообмен определяется условиями вынужденной конвекции, а с внешней стороны - естественной конвекции. Обозначим мощность теплового потока при вынужденной конвекции Q_1 , а при естественной конвекции – Q_2 . и, соответственно, коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 .

Введем также обозначения: $F_{вн}$ – внутренняя поверхность трубопровода, которая участвует в теплообмене при вынужденной конвекции; $F_{нар}$ – внешняя поверхность трубопровода, обменивающаяся теплом с окружающей средой в

процессе естественной конвекции; Δt_1 – температурный напор со стороны внутренней поверхности; Δt_2 – температурный напор со стороны наружной поверхности трубопровода.

Таким образом, в опыте должны быть определены Q_1 и Q_2 , Δt_1 и Δt_2 , а также заданы $F_{\text{вн}}$ и $F_{\text{нар}}$. В таком случае из опыта становится возможным определение $\alpha_{1\text{оп}}$ и $\alpha_{2\text{оп}}$, которые затем могут быть сравнены со значениями $\alpha_{1\text{расч}}$ и $\alpha_{2\text{расч}}$, полученными из соответствующих критериальных уравнений. Электрический ток при прохождении по трубе совершает работу, которая полностью переходит в тепло Q_3 . В таком случае уравнение первого закона термодинамики, как частный случай закона сохранения энергии, приобретает вид:

$$Q_3 = Q_1 + Q_2 + Q_3,$$

где Q_1 – мощность теплового потока, переданная воздуху, движущемуся внутри трубы; Q_2 – мощность теплового потока, переданная воздуху, окружающему трубу; Q_3 – мощность теплового потока, затраченная на нагрев (охлаждение) трубы.

Тепловой поток Q_3 имеет место только при нестационарном режиме работы установки, а при достижении стационарного режима, когда температура трубы $t_x = \text{const}$, $Q_3 = 0$ и уравнение упрощается:

$$Q_3 = Q_1 + Q_2,$$

Мощность теплового потока Q_1 , переданная воздуху, движущемуся внутри трубы, может быть определена по уравнению первого закона термодинамики для участка от сечения I-I до сечения II-II (рис. 1):

$$Q_1 = G \cdot (\Delta h + \Delta \mathcal{E}_{\text{кин}} + \Delta \mathcal{E}_{\text{пот}} + l_T), \text{ Вт}$$

При выполнении расчетов следует иметь ввиду, что изменение потенциальной энергии потока равна нулю и техническая работа, совершаемая потоком, также равна нулю.

$$\text{Тогда } \alpha_{1,\text{оп}} = \frac{Q_1}{F_{\text{вн}} \cdot \Delta t_1}, (1) \quad \text{и} \quad \alpha_{2,\text{оп}} = \frac{Q_2}{F_{\text{нар}} \cdot \Delta t_2}. (2)$$

Для расчета средних значений коэффициентов теплоотдачи при конвективном теплообмене в воздушной среде рекомендуются следующие формулы на основе критериальных уравнений.

Для расчета средних величин критериев Нуссельта *конвективного теплообмена потока воздуха в трубах* рекомендуются уравнения:

а) для ламинарного режима $Re < 2 \cdot 10^3$:

$$\overline{Nu}_{1n,d} = 0,15 \cdot Re_n^{0,33} \cdot Pr_n^{0,43}$$

б) для развитого турбулентного режима $Re > 10^4$:

$$\overline{Nu}_{1n,d} = 0,021 \cdot Re_n^{0,8} \cdot Pr_n^{0,43},$$

где $\overline{Nu}_{1n,d} = \frac{\overline{\alpha}_{1\text{расч}} \cdot d_{\text{вн}}}{\lambda}$ – средний критерий Нуссельта; $Re_n = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}$ – критерий Рей-

нольдса; $Pr_n = \frac{\nu_n}{a_n}$ – критерий Прандтля при температуре потока воздуха в трубе.

Для *горизонтальных труб* при естественной конвекции в неограниченном пространстве в диапазоне изменения $(Gr \cdot Pr)$ от 10^3 до 10^8 :

$$\overline{Nu}_{2n,d} = 0,5 \cdot (Gr_n \cdot Pr_n)^{0,25},$$

где $\overline{Nu}_{2n,d} = \frac{\overline{\alpha}_{2расч} \cdot d_{нар}}{\lambda}$ – средний критерий Нуссельта; $Gr_{n,d} = \frac{g \cdot d_{нар}^3}{\nu^2} \cdot \beta_n \cdot \Delta T$ – критерий Грасгофа; $Pr_n = \frac{\nu_n}{a_n}$ – критерий Прандтля при температуре потока окружающей среды.

3. Схема и описание установки. Воздух, являющийся в данном случае рабочим телом, забирается компрессором 1 из окружающей среды (рис. 1). Параметры воздуха в окружающей среде измеряются ртутным барометром и термометром, расположенными на панели 11 «Окружающая среда».

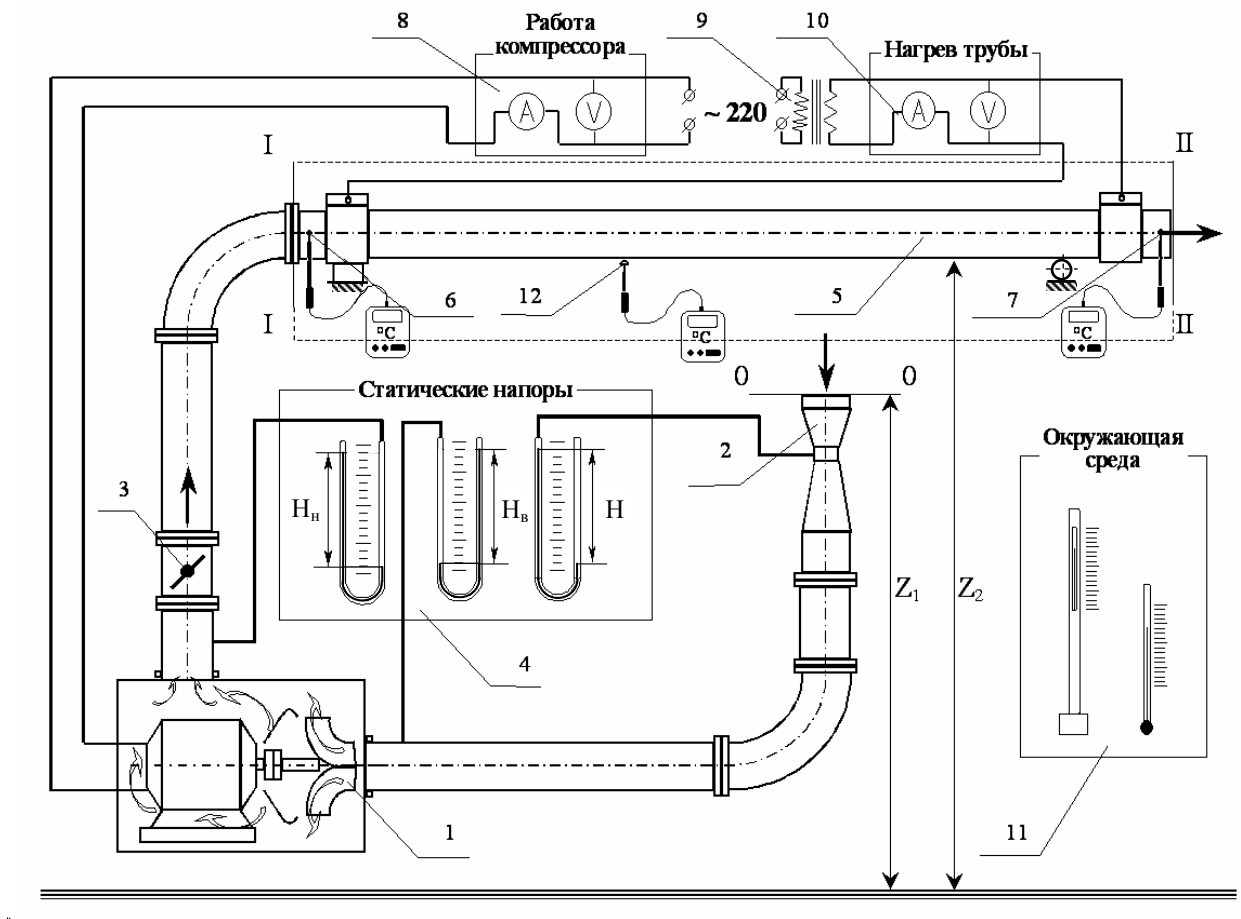


Рис. 1 Схема лабораторной установки

Далее поток воздуха через сечение 0–0 направляется в воздухомерное устройство 2 типа «труба Вентури». Количество проходящего воздуха регулируется заслонкой 3. По системе соединительных трубопроводов поток воздуха поступает во входное сечение I–I исследуемого участка горизонтальной металлической трубы 5. К потоку воздуха, проходящему через компрессор, на участке от сечения 0–0 до сечения I–I подводится работа сжатия и тепло за счет охлаждения электродвигателя компрессора, поэтому его температура повышается

и измеряется погружной термопарой 6 в комплекте с потенциометром. С помощью U-образных манометров, расположенных на панели 4 «Статические напоры», измеряются разрежение в «горле» воздухомера и давление в сечении на выходе из компрессора – на входе в горизонтальную трубу. Горизонтальный участок трубы нагревается за счет электрического тока, подводимого через трансформатор 9.

Температура на выходе из трубы в сечении II–II измеряется погружной термопарой 7 в комплекте с потенциометром. Мощность теплового потока, затраченная на нагрев трубы, находится по показаниям амперметра и вольтметра, расположенных на панели 10 «Нагрев трубы». Температура трубы измеряется контактной термопарой 12 в комплекте с потенциометром.

При достижении стационарного режима показания всех необходимых приборов заносятся в протокол наблюдений (табл. 1). О стационарности режима можно судить по показанию прибора для измерения температуры трубы.

Таблица 1

№ п/п	Измеряемая величина	Обозначение	Единицы измерен.	Номера опытов				
				1	2	3	4	5
1	Удлинение трубы	Δl	мм					
2	Температура воздуха при входе в трубу (сечение I - I)	t_1	°C					
3	Температура воздуха при выходе из трубы (сечение II - II)	t_2	°C					
4	Температура трубы	t_x	°C					
5	Показания вакуумметра (горло воздухомера)	H	мм вод.ст.					
7	Показания пьезометра (после компрессора)	H_n	мм вод.ст.					
8	Напряжение и сила тока, потребляемого на нагрев трубы	U_n	в					
		I_n	а					
9	Показания барометра	B	мбар					
10	Температура окружающей среды	$t_{окр}$	°C					

4. Расчетные формулы и расчеты.

1. Атмосферное давление находится с учетом температурного расширения столбика ртути барометра по формуле:

$$P_{атм} = \frac{B \cdot 10^2}{1 + 1,815 \cdot 10^{-4} \cdot t_{окр}}, \text{ Па}$$

где B – показание барометра, мбар; $t_{окр}$ – температура окружающей среды, равная температуре воздуха при входе в воздухомер, °C.

2. Перепад давления воздуха в воздухомере:

$$\Delta P = \rho \cdot g H, \text{ Па}$$

где ρ – плотность воды в U-образном вакуумметре, равная 1000 кг/м^3 ; g – ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$; H – показание вакуумметра (горло воздухомера), переведенное в м вод.ст.

3. Плотность воздуха по состоянию в «горле» воздухомера

$$\rho_B = \frac{(P_{\text{атм}} - \Delta P)}{R \cdot (t_{\text{окр}} + 273)}, \text{ кг/м}^3$$

где R – характеристическая газовая постоянная воздуха, равная $287 \text{ Дж/кг} \cdot ^\circ\text{К}$.

4. Расход воздуха:

$$G = 0,525 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\rho_B \cdot \Delta P}, \text{ кг/сек}$$

5. Абсолютное давление в сечении I-I:

$$P_1 = P_{\text{атм}} - \rho \cdot g \cdot H_n, \text{ Па}$$

где H_n – показание пьезометра (после компрессора), переведенное в м вод.ст.

6. Плотность воздуха по состоянию на входе в горизонтальную трубу:

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot (t_1 + 273)}, \text{ кг/м}^3$$

где t_1 – температура воздуха при входе в трубу (сечение I-I), $^\circ\text{C}$.

7. Плотность воздуха по состоянию на выходе из горизонтальной трубы:

$$\rho_2 = \frac{P_{\text{атм}}}{R \cdot (t_2 + 273)}, \text{ кг/м}^3$$

где t_2 – температура воздуха на выходе из трубы (сечение II-II), $^\circ\text{C}$.

8. Значение энтальпии воздуха в сечениях I и II определяется по общему уравнению:

$$h_j = c_p \cdot t_j, \text{ кДж/кг}$$

где c_p – теплоемкость воздуха при постоянном давлении, которая может быть принята не зависящей от температуры и равной $1,006 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$; t_j – температура в рассматриваемом сечении, $^\circ\text{C}$; j – индекс рассматриваемого сечения (I или II).

9. Средняя скорость потока в сечениях I-I и II-II определяется по общему уравнению:

$$W_j = \frac{G}{(\rho_j \cdot F)}, \text{ м/сек}$$

где F – площадь проходного сечения для потока воздуха, одинаковая для сечений I-I и II-II и равная $1,35 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$; ρ_j – плотность воздуха в рассматриваемом сечении, кг/м^3 ; j – индекс рассматриваемого сечения (I-I или II-II).

10. Мощность теплового потока, переданного вынужденной конвекцией, от внутренней поверхности трубы находится с учетом (4) по формуле:

$$Q_1 = G \cdot (\Delta h + \Delta \varepsilon_{\text{кин}}), \text{ Вт}$$

11. Тогда с учетом формулы (3) мощность теплового потока, переданного естественной конвекцией от наружной поверхности трубы:

$$Q_2 = Q_3 - Q_1, \text{ Вт}$$

10. Мощность теплового потока, выделенная на участке от сечения I-I до сечения II-II находится по показаниям вольтметра и амперметра:

$$Q_3 = U_n \cdot I_n, \text{ Вт}$$

где I_H – сила тока, потребляемая на нагрев трубы, a ; U_H – напряжение, подаваемое на нагрев трубы, b .

Опытные значения коэффициентов теплоотдачи получаем по формулам (1) и (2), в которых $F_{вн}$ – внутренняя поверхность трубы, равная $0,352, м^2$; $F_{нар}$ – наружная поверхность трубы, равная $0,386, м^2$; средний температурный напор при вынужденной конвекции $\Delta t_1 = t_x - 0,5 \cdot (t_1 + t_2), ^\circ C$; средний температурный напор при естественной конвекции $\Delta t_2 = t_x - t_{окр}, ^\circ C$.

12. Расчетные значения коэффициента теплообмена для вынужденной конвекции находим с учетом (7) или (8) по формуле:

$$\bar{\alpha}_{1п,д} = \bar{Nu}_{1п,д} \cdot \frac{\lambda}{d_{вн}}, Вт/(м^2 \cdot град)$$

При вычислении критериев подобия и коэффициента теплоотдачи по формуле все теплофизические свойства воздуха находятся по определяющей температуре – средней температуре потока в трубе равной $t_{п} = 0,5 \cdot (t_1 + t_2)$; определяющим размером в формулах является внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0,0415, м$.

13. Расчетные значения коэффициента теплообмена для свободной конвекции находим по формуле:

$$\alpha_{2расч} = \frac{\lambda \cdot \bar{Nu}_{2п,д}}{d_{нар}}, Вт/(м^2 \cdot град)$$

При вычислении критериев подобия по уравнению и коэффициента теплоотдачи по формуле все теплофизические свойства воздуха находятся по определяющей температуре – средней температуре потока, окружающего трубу равной $t_{п} = 0,5 \cdot (t_x + t_{окр})$; определяющим размером в формулах является наружный диаметр трубы $d_{нар} = 0,0455, м$.

14. Пояснения к расчетам некоторых величин при заполнении таблицы результатов расчета: $\Delta h = 1,006 \cdot (t_1 - t_2) \cdot 10^3, Дж/кг$; $\Delta \varepsilon_{кин} = \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}, Дж/кг$.

15. Интерполяционные формулы для расчета теплофизических свойств сухого воздуха в зависимости от температуры:

- теплопроводность
 $\lambda_t = 0,000074 \cdot t_{п} + 0,0245, Вт/(м \cdot ^\circ C)$;
- кинематическая вязкость
 $\nu_t = (0,000089 \cdot t_{п}^2 + 0,088 \cdot t_{п} + 13,886) \cdot 10^{-6}, м^2/с$;
- критерий Прандтля Pr
 $Pr = 0,00000051 \cdot t_{п}^2 - 0,0002493 \cdot t_{п} + 0,7086$.

Результаты расчетов должны быть продублированы в форме сводной таблицы 2.

Таблица 2.

№ п/п	Измеряемая величина	Обозначение	Единицы измерения	Номера опытов				
				1	2	3	4	5
1	Атмосферное давление	$P_{атм}$	Па					

№ п/п	Измеряемая величина	Обозна- чение	Едини- цы изме- рен.	Номера опытов				
				1	2	3	4	5
2	Перепад давления воздуха в воз- духомере	ΔP	<i>Па</i>					
3	Плотность воздуха по состоянию в горле воздухомера	ρ_v	<i>кг/м³</i>					
4	Расход воздуха	G	<i>кг/с</i>					
5	Плотность воздуха в сечении I - I	ρ_1	<i>кг/м³</i>					
6	Средняя скорость потока воздуха в сечении I - I	W_1	<i>м/с</i>					
7	Плотность воздуха при выходе из трубы (сечение II)	ρ_2	<i>кг/м³</i>					
8	Средняя скорость потока при вы- ходе из трубы (сечение II)	W_2	<i>м/с</i>					
9	Теплота, вносимая электрическим током в систему (нагрев трубы)	$Q_э$	<i>Вт</i>					
10	Изменение энтальпии воздуха по потоку в системе (трубе)	Δh	<i>Дж/кг</i>					
11	Изменение кинетической энергии потока воздуха в трубе	$\Delta \mathcal{E}_{кин}$	<i>Дж/кг</i>					
12	Теплота, передаваемая потоку воздуха в трубе	Q_1	<i>Вт</i>					
13	Теплота, передаваемая окружаю- щему трубу воздуху	Q_2	<i>Вт</i>					
14	Средний температурный напор в условиях внутреннего теплообме- на	Δt_1	<i>°C</i>					
15	Средний температурный напор в условиях внешнего теплообмена	Δt_2	<i>°C</i>					
16	Критерий Рейнольдса	$Re_{п}$	—					
17	Критерий Прандтля в условиях вынужденной конвекции	$Pr_{1п}$	—					
18	Критерий Нуссельта в условиях вынужденной конвекции	$Nu_{1п,d}$	—					
19	Критерий Грасгофа	$Gr_{п}$	—					
20	Критерий Прандтля в условиях естественной конвекции	$Pr_{2п}$	—					
21	Критерий Нуссельта в условиях естественной конвекции	$Nu_{2п,d}$	—					
22	Коэффициент теплоотдачи в усло- виях внутреннего теплообмена (вынужденная конвекция)	$\alpha_{1 оп}$	<i>Вт/(м²· °C)</i>					
		$\alpha_{1 расч}$	<i>Вт/(м²· °C)</i>					
23	Коэффициент теплоотдачи в усло- виях внешнего теплообмена (сво- бодная конвекция)	$\alpha_{2 оп}$	<i>Вт/(м²· °C)</i>					
		$\alpha_{2 расч}$	<i>Вт/(м²· °C)</i>					

5. Контрольные вопросы.

1. Сформулируйте цель лабораторной работы и поясните, как она достигается?
2. Назовите основные узлы экспериментальной установки и укажите их назначение.
3. Какими методами измеряется температура в данной работе?
4. Как измеряется и регулируется расход воздуха в данной работе?
5. По каким признакам можно судить о стационарном режиме теплообмена с окружающей средой?
6. Как осуществляется выбор контрольной оболочки рассматриваемой термодинамической системы?
7. Дайте формулировку и математическое выражение уравнения первого закона термодинамики, используемого для решения задачи данного опыта.
8. Укажите способы определения величин, входящих в уравнение 1-го закона термодинамики, используемого для решения задачи данного опыта, с полным обоснованием используемых расчетных формул.
9. Какие существуют методы и приборы для измерения температуры, давления и расхода?
10. Как определяется плотность воздуха в условиях лабораторной установки?
11. Какие виды конвекции существуют, в чем их различие?
12. В чем сущность "Теории подобия" и как с ее помощью определяются коэффициенты теплоотдачи?
13. Как составляются критериальные уравнения?
14. Составьте в общем виде критериальные уравнения для вынужденной и свободной (естественной) конвекции.
15. Каков физический смысл критериев подобия, входящих в уравнение для свободной конвекции?
16. Каков физический смысл критериев подобия, входящих в уравнение для вынужденной конвекции?
17. Что такое "определяемый" и "определяющий" критерий?
18. Как выбирается определяющий (характерный) размер и определяющая температура при расчете критериев подобия?

С О Д Е Р Ж А Н И Е

стр.

Работа 1. Первый закон термодинамики в применении к решению одной из технических задач.....	2
Работа 2. Определение параметров влажного воздуха.....	9
Работа 3. Исследование процесса истечения из суживающегося сопла....	17
Работа 4. Определение коэффициента теплопроводности теплоизоляционного материала (метод цилиндрического слоя).....	26
Работа 5. Определение коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции.....	

кции (метод струны).....	32
Работа 6. Исследование процессов теплообмена на горизонтальном тру-	
бопроводе.....	38

