

Работа ТП-05
ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ
ПРИ ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ

Цель работы — ознакомление с основами теории конвективного теплообмена и теории подобия применительно к случаю вынужденной конвекции; освоение методик экспериментального определения коэффициента теплоотдачи при движении газа в трубе и обобщения результатов эксперимента методами теории подобия.

Содержание работы

1. Экспериментальное определение локальных и средних коэффициентов теплоотдачи при принудительном движении воздуха в горизонтальной трубе.
2. Обработка полученных результатов в критериальной форме.
3. Сравнение результатов с известными критериальными зависимостями.
4. Оценка погрешностей измерений.

Основы теории

Конвективным теплообменом называется процесс переноса теплоты при перемещении объемов жидкости или газа из области пространства с одним значением температуры в область с другим значением температуры. Конвективный теплообмен между потоком жидкости (или газа) и поверхностью твердого тела называется *теплоотдачей*.

Различают теплоотдачу при *естественной* (свободной) и *вынужденной* конвекции.

При естественной конвекции движение жидкости (газа) вызывается неоднородными массовыми силами. Например, при неоднородном распределении температуры в поле силы тяжести возникает неоднородность плотности и связанная с ней подъемная сила.

При вынужденной конвекции движение жидкости или газа создается силами, приложенными извне. Такой силой является, например, сила обусловленная перепадом давления, создаваемым насосом. В настоящей работе исследуется теплоотдача между внутренней поверхностью трубы и воздухом, вынужденное движение которого осуществляется вентилятором.

Интенсивность теплоотдачи зависит от многих факторов, в частности от вида конвекции (естественная или вынужденная), скорости и режима движения среды (ламинарный или турбулентный), физических свойств среды (плотности ρ , коэффициента теплопроводности λ , динамической вязкости μ , удельной теплоемкости c_p), а также от формы и размеров теплоотдающей или тепловоспринимающей поверхности, обтекаемой средой.

Явление теплоотдачи описывается системой дифференциальных уравнений, в которую входят уравнения движения, неразрывности, энергии, состояния с комплексом условий однозначности (т.е. с геометрическими, физическими, начальными и граничными условиями). Однако эта система математически очень сложна и может быть решена аналитически только в отдельных простых случаях. Численное решение с помощью ЭВМ часто требует использования нетривиальных вычислительных подходов и принятия упрощающих предположений. В связи с трудностями теоретического исследования теплоотдачи широко применяются экспериментальные методы.

В соответствии с опытным законом теплоотдачи Ньютона — Рихмана тепловой поток, переносимый конвекцией от поверхности теплообмена в окружающую среду, пропорционален площади поверхности теплообмена и разности температур поверхности и окружающей среды:

$$\delta Q = \alpha(t_{cT} - t_{ж})dF, \quad (5.1)$$

где α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); δQ — тепловой поток, Вт; dF — элемент поверхности теплообмена, м²; t_{cT} и $t_{ж}$ —

температуры стенки и окружающей среды (жидкости), °С.

Из уравнения (5.1) следует, что

$$\alpha = \frac{q}{t_{ст} - t_{ж}}, \quad (5.2)$$

где $q = \delta Q/dF$ — плотность теплового потока, Вт/м².

С физической точки зрения коэффициент теплоотдачи представляет собой тепловую мощность, переносимую через единицу поверхности, обтекаемой жидкостью или газом, отнесенную к разности температур поверхности и жидкости. Коэффициент теплоотдачи α характеризует интенсивность теплоотдачи и зависит от перечисленных ранее факторов, но непосредственно не зависит от физических свойств обтекаемого средой твердого тела. Коэффициент теплоотдачи можно определить в результате решения системы дифференциальных уравнений конвективного теплообмена или экспериментально.

Каждый отдельный эксперимент, проведенный на модели или натуральном объекте, дает одно конкретное числовое значение искомой величины (коэффициента теплоотдачи α) при определенных значениях исходных параметров. Чтобы найти зависимость коэффициента теплоотдачи хотя бы от одного параметра, необходимо провести множество экспериментов при различных значениях этого параметра, оставляя другие параметры неизвестными. Полученные экспериментально значения коэффициента теплоотдачи связываются с варьируемыми в экспериментах величинами эмпирической формулой. Такие зависимости, как правило, не отражают полностью физическую сущность процессов и справедливы только в диапазонах значений входящих в них величин, охваченных экспериментами. При большом числе факторов крайне трудно подобрать эмпирическую зависимость, отражающую влияние всех факторов. Кроме того, необходимо быть уверенным, что результаты, полученные экспериментально на конкретной установке (модели), можно перенести на другие аналогичные явления, которые называются подобными.

Подобными явлениями принято считать явления одной физической природы, описываемые математически одинаковыми дифференциальными уравнениями, для которых условия однозначности

качественно одинаковы (отличаются лишь числовыми значениями). Для таких явлений разработана теория подобия, позволяющая обобщить результаты в виде зависимостей, содержащих безразмерные комплексы, называемые критериями подобия. Полученные таким образом критериальные зависимости могут быть использованы для всей группы подобных явлений. Так, для рассматриваемого случая теплоотдачи в результате вынужденной конвекции при движении жидкости в трубах обобщение экспериментальных результатов представляет собой зависимость

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}). \quad (5.3)$$

Здесь $\text{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda}$ — критерий Нуссельта; $\text{Re} = \frac{\bar{w} \rho d}{\mu}$ — критерий Рейнольдса; $\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ — критерий Прандтля; d — диаметр трубы, м; \bar{w} — средняя (по расходу) скорость движения жидкости в трубе, м/с; λ , ρ , μ и c_p — коэффициент теплопроводности, плотность, динамическая вязкость и удельная теплоемкость жидкости, Вт/(м·К), кг/м³, кг/(м·с) и Дж/(кг·К) соответственно.

Все критерии являются безразмерными величинами и представляют собой обобщенные переменные, которые отражают влияние на процесс совокупности отдельных факторов. Критерии, содержащие искомые величины, называются *неопределяющими* (в нашем случае это критерий Нуссельта). Критерии, составленные из величин, входящих в условия однозначности (т. е. из известных величин), называются *определяющими* (в нашем случае это критерии Рейнольдса и Прандтля). Критерии подобия получают путем приведения к безразмерному виду дифференциальных уравнений, описывающих процесс. Кроме того, критерии подобия можно получить, пользуясь методами теории размерности.

Конкретный вид функции в уравнении (5.3) зависит от режима течения (ламинарный или турбулентный), который определяется значением критерия Рейнольдса Re . Критическое значение критерия Рейнольдса для труб, при котором происходит переход из ламинарного режима в турбулентный, лежит в пределах $2300 < \text{Re}_{\text{кр}} < 10^4$. Значение $\text{Re}_{\text{кр}}$ зависит от условий и степени турбулентности потока на входе в трубу, формы сечения трубы, шероховатости стенок, интенсивности теплообмена и некоторых

других факторов. При $Re < 2300$ режим течения газа или жидкости в трубе является ламинарным, при $2300 < Re < 10^4$ — переходным, при $Re > 10^4$ — турбулентным.

При рассмотрении конвективного теплообмена в трубе следует иметь в виду некоторые особенности процесса. Всю длину нагреваемой (или охлаждаемой) трубы можно разбить на два участка. На первом (начальном) участке трубы происходит формирование профиля скоростей и температур. Этот начальный участок называется также участком стабилизации. Длина его при турбулентном режиме течения составляет около $50d$. На втором (основном) участке трубы коэффициент теплоотдачи не изменяется по длине трубы. Формы поперечных профилей скорости и температуры на основном участке не изменяются.

Длина труб во многих теплообменных устройствах соизмерима с длиной участка тепловой стабилизации, поэтому знание локальных коэффициентов теплоотдачи необходимо для расчета количества теплоты, переданного от стенки трубы к потоку на начальном участке.

В условиях теплообмена при постоянной плотности теплового потока по длине нагреваемой трубы ($q = \text{const}$) уменьшение местного (локального) значения коэффициента теплоотдачи на участке тепловой стабилизации приводит к тому, что температура стенки трубы t_c в направлении течения повышается быстрее, чем средняя по сечению температура потока $t_{ж}$. Плотность теплового потока на внутренней поверхности трубы $q = -\lambda(\partial t/\partial r)_c$, и согласно (5.2) $\alpha = -\lambda(\partial t/\partial r)_c/(t_c - t_{ж})$. При постоянной температуре стенки ($t_c = \text{const}$) уменьшение значения α отражает то обстоятельство, что $(\partial t/\partial r)_c$ падает быстрее, чем уменьшается перепад температуры $(t_c - t_{ж})$.

Согласно имеющимся данным критериальное уравнение подобия для расчета коэффициента теплоотдачи при вынужденном турбулентном течении газа в трубе, полученное путем обработки результатов эксперимента методами теории подобия, может быть представлено в следующем виде:

$$Nu = 0,021Re_{ж}^{0,8}Pr_{ж}^{0,43}. \quad (5.4)$$

Эта формула применима при $10^4 < Re_{ж} < 5 \cdot 10^6$ и $Pr \geq 0,7$ на основном участке трубы при близких значениях средних темпера-

тур жидкости (газа) и стенки. Индекс «ж» означает, что в качестве определяющей температуры, для которой значения λ , ρ , μ и c_p берутся из табл. 3.1, принята температура газа $\bar{t}_ж$, усредненная по сечению и длине расчетного участка. Критерий $Re_ж$ рассчитан по скорости газа, усредненной по сечению трубы. В качестве характерного размера принят внутренний диаметр трубы.

В настоящей работе ставится задача сравнить полученные в эксперименте результаты с расчетными значениями, соответствующими уравнению (5.4).

Описание установки

Общий вид установки представлен на рис. 5.1.

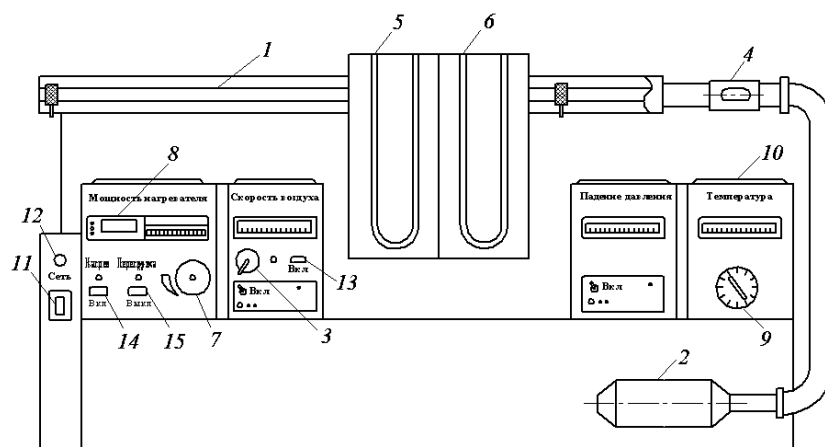


Рис. 5.1. Общий вид установки:

1 – нагреваемая труба; 2 – центробежный вентилятор; 3 – регулятор напряжения электродвигателя вентилятора; 4 – воздушная заслонка; 5 – водяной дифманометр, сообщающийся с трубкой Пито; 6 – водяной дифманометр, показывающий полное падение давления на экспериментальном участке; 7 – регулятор напряжения автотрансформатора цепи нагрева; 8 – цифровой комбинированный прибор; 9 – переключатель терморпар; 10 – блок измерения температуры; 11 – выключатель питания установки; 12 – контрольная лампа блока питания; 13 – кнопка включения и выключения центробежного вентилятора; 14 – кнопка включения нагрева трубы; 15 – кнопка выключения нагрева

Экспериментальный участок установки представляет собой трубу из коррозионно-стойкой стали внутренним диаметром $d = 8,5$ мм и длиной $L = 720$ мм. Один конец ее сообщается с атмосферой, а другой соединен шлангом с центробежным вентилятором. Движение воздуха в трубе 1 обеспечивается благодаря разрежению, создаваемому вентилятором 2 . Скорость воздуха регулируется изменением частота вращения вала электродвигателя вентилятора с помощью регулятора напряжения 3 , а также с помощью заслонки 4 , обеспечивающей подсос атмосферного воздуха через отверстие в трубопроводе, идущем к центробежному вентилятору.

Скорость воздуха измеряется трубкой Пито в паре с водяным дифманометром 5 .

Падение давления на экспериментальном участке измеряется с помощью второго водяного дифманометра 6 .

Опоры, в которых закреплена трубка, изготовлены из фторопласта и служат тепло- и электроизоляцией от окружающих элементов конструкции. На концах трубы припаяны медные шайбы, к которым от понижающего трансформатора подводится электрический ток для нагрева экспериментального участка трубы. Напряжение в цепи нагрева регулируется автотрансформатором ЛАТР-2М (ручка регулятора 7) и регистрируется цифровым комбинированным прибором 8 . Электрическое сопротивление R трубки на длине $L = 720$ мм составляет $0,0344$ Ом.

Температура стенки трубы измеряется десятью хромель-копелевыми термопарами, горячие спаи которых приварены к ее наружной боковой поверхности. Координаты горячих спаев термопар на стенке трубы, отсчитываемые от начального сечения, и длины соответствующих участков измерения (рис. 5.2), указаны в табл. 5.1.

Термопары № 11 и 12 измеряют температуру воздуха соответственно на выходе из трубки и на ее входе. Термопара № 11 установлена в камере смешения. Для перемешивания воздуха перед термопарой № 11 установлена сетка.

Номера термопар, указанные на рис. 5.2, соответствуют позициям на переключателе термопар 9 (см. рис. 5.1). ТермоЭДС измеряется милливольтметром МВУ6-41А в комплекте с усилителем-преобразователем (с автоматической компенсацией температуры

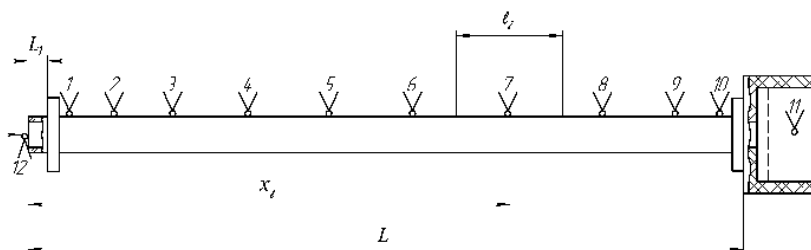


Рис. 5.2. Расположение термопар на рабочем участке. Значения x_i и l_i приведены в табл. 5.1

Таблица 5.1

Координаты горячих спаев термопар и длины соответствующих участков измерения

Параметр	Номер термопары i									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Координата x_i , мм	25	45	85	155	250	370	490	610	695	715
Длина участка измерения l_i , мм	25	30	55	82,5	107,5	120	120	102,5	52,5	25

холодных спаев термопар); показания выводятся на прибор блока измерения температуры 10.

Порядок выполнения работы

Перед включением установки проверить исправность цепи заземления корпуса установки. При выполнении работы запрещается прикасаться к токоведущим частям установки, а также без необходимости вращать ручки на пульте управления.

1. Убедиться, что ручки регуляторов напряжения 3 и 7 (см. рис. 5.1) на панели приборов выведены против хода часовой стрелки до упора. Выключателем 11 на панели управления включить установку в сеть (при включении загорится контрольная лампа 12).

2. Кнопкой 13 включить центробежный вентилятор и с помощью заслонки 4 установить режим, соответствующий минимальной скорости воздуха (заслонка полностью открыта). Скорость определить по перепаду давления, показываемому водяным дифманометром 5, соединенным с трубкой Пито.

3. Кнопкой 14 включить цепь нагрева рабочего участка трубы, установив с помощью автотрансформатора напряжение, не превышающее 1,5 В. Напряжение измеряется цифровым комбинированным прибором 8 и регулируется вращением ручки автотрансформатора 7.

4. Время выхода установки на стационарный режим составляет около 10 мин. Убедившись в стационарности теплового режима по стабильности показаний термомпар № 8, 9 и 11 (см. рис. 5.2) во времени, по милливольтметру блока измерения температуры 10 (см. рис. 5.1) найти показания всех 12 термомпар. Шкала милливольтметра отградуирована в градусах Цельсия.

5. Водяным дифманометром 5 измерить перепад давления Δp на трубке Пито. Водяным дифманометром 6 измерить падение давления по длине трубы ($\Delta h = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$).

6. С помощью цифрового комбинированного прибора 8 измерить падение напряжения U на теплообменной трубе.

7. Измерить температуру $t_{\text{вн}}$ и давление p окружающей среды.

8. Все показания, снятые при проведении опыта, занести в бланк отчета.

9. Опыты повторить еще на двух режимах — при максимально допустимой и промежуточной скоростях воздуха, которые соответствуют наполовину и полностью открытой заслонке 4.

10. При выключении установки сначала вращением ручки 7 автотрансформатора сбросить напряжение на теплообменной трубе. При этом цифровой комбинированный прибор 8 должен показывать нуль. Нажатием кнопки 15 выключить цепь нагрева трубы. При работающем центробежном вентиляторе по показаниям термомпар проконтролировать температуру стенки трубы. Отключить центробежный вентилятор нажатием кнопки 13 только после того, как труба охладится до температуры окружающей среды.

Обработка результатов эксперимента

Обработку результатов эксперимента следует выполнять в порядке, указанном в бланке обработки данных.

1. Мощность, Вт, потребляемую теплообменной трубой (на длине $L = 720$ мм), вычислить по формуле

$$Q = \frac{U^2}{R}, \quad (5.5)$$

где U — напряжение на рабочем участке трубы, В; R — сопротивление рабочего участка трубы, $R = 0,0344$ Ом.

2. При необходимости показания дифманометров блока расхода и блока давления на основании данных градуировки перевести в паскали. Шкалы этих приборов могут быть проградуированы непосредственно в паскалях.

3. Вычислить среднюю по длине рабочего участка температуру и плотность воздуха, а также среднюю по сечению скорость воздуха:

$$t_{\text{ж}} = \frac{\bar{t}_{11} + t_{12}}{2}; \quad (5.6)$$

$$\rho_{\text{ж}} = \frac{p}{R_{\text{в}}(t_{\text{ж}} + 273)}; \quad (5.7)$$

$$\bar{w} = \xi \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_{\text{ж}}}}. \quad (5.8)$$

Здесь $\rho_{\text{ж}}$ — плотность воздуха, кг/м³; \bar{w} — средняя скорость воздуха, м/с; $\bar{t}_{11} = \psi t_{11}$ — средняя по сечению температура воздуха на выходе из рабочего участка, °С; t_{12} — температура воздуха на входе в трубу, приблизительно равная температуре окружающей среды (жидкости), °С; t_{11} — температура воздуха на выходе из рабочего участка трубы (измеряется на оси), °С; p — барометрическое давление в окружающей среде, Па; $R_{\text{в}} = 287$ Дж/(кг·К) — газовая постоянная воздуха; Δp — перепад давления на трубке Пито, измеряемый дифманометром 5 (см. рис. 5.1), Па; ψ и ξ — поправочные коэффициенты, связанные с погрешностью измерения температуры и усреднением скорости ($\psi \approx 1,0$; $\xi \approx 0,8$).

4. Вычислить температурный напор в сечениях трубы с координатами x_i ($i = 1, 2, 3, \dots, 10$):

$$\Delta t_i = (t_{ci} - t_{12}) - \frac{t_{11} - t_{12}}{730} x_i. \quad (5.9)$$

Здесь t_{ci} — температура стенки по показаниям i -й термопары, °С;

x_i берут в миллиметрах из табл. 5.1; температуру t_{12} можно принять равной температуре окружающей среды $t_{\text{вн}}$.

5. Рассчитать среднюю температуру стенки:

$$\bar{t}_c = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} t_{ci}. \quad (5.10)$$

6. Экспериментальные значения локальных коэффициентов теплоотдачи определить по формуле

$$\alpha_i = \frac{Q - Q_{\text{п}}}{\Delta t_i \pi d L}, \quad (5.11)$$

где $Q_{\text{п}} = k(\bar{t}_c - t_{12})$ — потери теплоты; коэффициент k находят опытным путем ($k = 0,18$).

7. Экспериментальное значение среднего коэффициента теплоотдачи, Вт/(м²·К), определить по формуле

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=2}^9 \alpha_i l_i}{\sum_{i=2}^9 l_i}. \quad (5.12)$$

При этом вследствие концевых потерь значения α_1 и α_{10} получаются неточными, при усреднении их не учитывать; значения l_i взять из табл. 5.1.

8. Результаты, полученные для трех режимов, обобщить в виде критериальной зависимости, поэтому для каждого режима следует рассчитать

критерий Нуссельта

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = \frac{\bar{\alpha} d}{\lambda_{\text{ж}}}, \quad (5.13)$$

критерий Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{w d \rho_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ж}}}. \quad (5.14)$$

Значение теплофизических параметров воздуха $\lambda_{\text{ж}}$, $\mu_{\text{ж}}$ и $\rho_{\text{ж}}$ взять из табл. 3.1 индекс «ж» указывает, что эти характери-

ки должны соответствовать значениям для средней температуры жидкости $t_{ж}$.

9. По результатам расчета построить зависимость $Nu_{ж}$ от $Re_{ж}$ в логарифмических координатах, нанося точки, соответствующие экспериментальным режимам.

10. На этом же графике построить зависимость (в виде линии), рассчитываемую по формуле

$$Nu = f(Re_{ж})Pr_{ж}^{0,43}.$$

Значения $f(Re_{ж})$ приведены ниже:

$Re_{ж} \dots$	2300	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000	$> 10^4$
$f(Re_{ж}) \dots$	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	$0,021Re_{ж}^{0,8}$

Расчет выполнить для значений критерия Рейнольдса, использованных в экспериментах.

Оценка погрешностей измерений

Если косвенно измеряемая величина y связана с независимыми друг от друга величинами x_1, x_2, \dots, x_n функциональной зависимостью $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, то предельная погрешность измерения будет складываться из допустимых погрешностей и погрешностей, зависящих от условий каждого прямого однократного измерения величин, определяющих процесс. При оценке точности результата измерения производят квадратичное суммирование погрешностей. В этом случае абсолютную (Δy) и относительную (δ_y) погрешности рассчитывают по следующим формулам:

$$\Delta y = \pm \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2 \right]^{1/2}; \quad (5.15)$$

$$\delta_y = \pm \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{f} \frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2 \right]^{1/2}, \quad (5.16)$$

где $\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n$ — погрешности определения соответствующих величин.

Поскольку экспериментальное значение коэффициента теплоотдачи α , Вт/(м²·К), вычисляется по формуле

$$\alpha = \frac{U^2}{R\pi dL(t_c - t_{ж})}, \quad (5.17)$$

среднее квадратичное значение относительной погрешности косвенного измерения коэффициента теплоотдачи α в соответствии с формулами (5.16) и (5.17) равно

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\alpha}{\alpha} \cdot 100\% = & \left[\left(\frac{2\Delta U}{U} \right)^2 + \left(\frac{\Delta R}{R} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_c}{t_c - t_{ж}} \right)^2 + \right. \\ & \left. + \left(\frac{\Delta t_{ж}}{t_c - t_{ж}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta d}{d} \right)^2 + \left(\frac{\Delta L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \cdot 100\%. \end{aligned} \quad (5.18)$$

Здесь относительная погрешность измерения напряжения равна

$$\frac{\Delta U}{U} = \pm \frac{K(U_B - U_H)}{100U}, \quad (5.19)$$

где $K = 1$ – класс точности прибора; $U_B = 5$ В и $U_H = 0,5$ В – верхний и нижний пределы измерений напряжения; U – измеряемое значение напряжения; $\Delta R/R$ – относительная погрешность измерения сопротивления трубы, определенная при изготовлении установки и равная $\pm 0,0179$.

Температуры t_c и $t_{ж}$ измеряют термоэлектрическим термометром. Пределы абсолютной погрешности милливольтметра первого класса, используемого для измерения термоЭДС, равны $\pm 0,1062$, что для хромель-копелевой термопары соответствует $\pm 1,5$ °С.

Пределы допустимой абсолютной погрешности блока с устройством для компенсации температуры холодных спаев термопар не превышают ± 2 °С. Квадраты общей относительной погрешности термоэлектрического термометра и относительных погрешностей измерения t_c и $t_{ж}$ равны

$$\left(\frac{\Delta t_c}{t_c - t_{ж}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_{ж}}{t_c - t_{ж}} \right)^2 = \pm \frac{1,5^2 + 2^2}{(t_c - t_{ж})^2}. \quad (5.20)$$

Отчет о работе должен содержать: принципиальную схему экспериментальной установки; оформленный протокол испытаний и

обработки результатов; анализ полученных результатов, основанный на сравнении экспериментальных данных с результатами расчета по существующим критериальным формулам; оценку погрешностей измерений.

Контрольные вопросы

1. От каких факторов зависит интенсивность переноса теплоты от поверхности твердого тела к обтекающему его газу?
2. В чем состоит закон теплоотдачи Ньютона — Рихмана?
3. Каков физический смысл коэффициента теплоотдачи?
4. Как определить средний температурный напор по длине трубы?
5. Как по экспериментальным данным вычислить локальный (местный) и средний коэффициенты теплоотдачи?
6. При каких значениях критерия Рейнольдса режим течения газа в трубе является ламинарным, переходным и турбулентным?
7. Как определить скорость течения воздуха в трубе?
8. Какие безразмерные комплексы называют определяющими критериями подобия?
9. Назовите критерии подобия для явления теплоотдачи при вынужденном течении газа в трубе.
10. В чем состоит преимущество зависимостей, связывающих безразмерные критерии подобия, по сравнению с обычными зависимостями, содержащими размерные переменные?