

О.Н. Костиков, И.И. Петухов

ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН

2008

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт»

О.Н. Костиков, И.И. Петухов

ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН

**Лабораторный практикум по нормативной дисциплине
бакалаврата «Авиация и космонавтика»**

Харьков «ХАИ» 2008

УДК 621.1.016.7 + 621.1.016.4

Костиков О.Н. Термодинамика и теплообмен: лаб. практикум по нормативной дисциплине бакалаврата «Авиация и космонавтика» / О.Н. Костиков, И.И. Петухов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2008. – 64 с.

Представлены описания лабораторных работ по технической термодинамике и инженерной теплопередаче. Часть их касается соответствующих свойств рабочих тел, остальные работы иллюстрируют проявление фундаментальных законов термодинамики и теплообмена на примерах, важных для аэрокосмической техники.

Каждое описание содержит краткие теоретические положения, необходимые для понимания задачи исследования и методологии ее решения, схему опытной установки, последовательность проведения эксперимента и обработки его данных.

Для студентов авиационных и ракетно-космических специальностей высших учебных заведений.

Ил. 17. Библиогр.: 6 назв.

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. П.М. Канило,
канд. техн. наук, проф. А.И. Тарасов

© Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт», 2008 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Дисциплина «Термодинамика и теплообмен», являющаяся нормативной для бакалаврата «Авиация и космонавтика», состоит из двух частей – технической термодинамики и инженерной теплопередачи. В обеих частях дисциплины рассмотрены основные понятия, свойства рабочих тел, фундаментальные законы, соответствующие зависимости для наиболее важных процессов и упрощенные методики их расчета применительно к объектам аэрокосмической техники.

Согласно этому лабораторный практикум по дисциплине включает в себя две группы экспериментальных задач (по термодинамике и теплообмену). В каждой из них есть задачи, касающиеся свойств рабочих тел, и задачи, иллюстрирующие проявление фундаментальных законов на примерах, существенных для аэрокосмической отрасли.

Входящие в лабораторный практикум работы отобраны из числа имеющихся на кафедре аэрокосмической теплотехники Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт». При отборе учитывались количество учебных часов, отведенных программой на лабораторный практикум, и важность тех или иных процессов для функционирования объектов аэрокосмической техники.

Авторы переработали описания лабораторных работ, исходя из опыта использования выпущенных ранее учебных пособий и учитывая необходимость решения каждой экспериментальной задачи за два академических часа (принят во внимание также выход в свет конспекта лекций [1] по дисциплине «Термодинамика и теплообмен», отвечающего рабочей программе). За счет сокращения объема теоретических сведений в описания введены разделы, где обосновывается методология решения задач исследования.

Выполнение лабораторного практикума позволит студентам убедиться в справедливости теоретических положений лекционного курса и в приемлемости приводимых там методик расчета. Кроме того, студенты получат навыки проведения экспериментального исследования и составления технического отчета (он должен содержать постановку решаемой задачи, принципиальную схему опытной установки, значения измеренных величин, их обработку с указанием используемых зависимостей, выводы по результатам исследования).

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Лабораторная работа № 1

ТЕРМИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ГАЗА

1.1. Задача исследования

Установить, отвечает ли термическому уравнению состояния идеального газа диоксид углерода (CO_2) в диапазоне давлений $p = 3 \dots 7$ МПа при температурах ниже и выше критической ($T_{\text{кр}} = 304,2$ К).

1.2. Исходные положения

Уравнения состояния (термическое и калорическое) являются индивидуальными характеристиками термодинамической системы (ТДС), выделяющими ее из других возможных. *Термическое уравнение* представляет собой функциональную связь между термическими параметрами системы в равновесном состоянии. В случае простой однородной ТДС такими параметрами есть температура T , давление p и удельный (на 1 кг вещества) объем V .

В частности, для газов (сжимаемых сред) широко распространено *уравнение Клапейрона*

$$pv = RT, \quad (1.1)$$

где *газовая постоянная* R , Дж/(кг·К), различна у разных газов, но не зависит от T , p , v . Модификацией связи (1.1) является уравнение *Клапейрона – Менделеева*

$$pv_{\mu} = R_{\mu} T, \quad (1.2)$$

в котором $V_{\mu} = \mu V$ – мольный объем (его занимает 1 кмоль, т. е. μ кг вещества с молекулярной массой μ). Преимуществом зависимости (1.2) есть то, что *универсальная газовая постоянная* $R_{\mu} = \mu R$ одинакова для всех газов: $R_{\mu} = 8314$ Дж/(кмоль К).

Газ, подчиняющийся уравнению Клапейрона, называют *идеальным*. Заметим, что формула (1.1) получена обобщением законов Бойля – Мариотта и Гей – Люссака. Последние установлены экспериментально в условиях, близких к нормальным атмосферным. Ввиду этого

модель идеального газа должна хорошо удовлетворяться при молярных объемах $v_{\mu} \sim 22 \text{ м}^3/\text{кмоль}$ и более. В случае меньших объемов (с ростом давления и падением температуры) можно ожидать ухудшения корректности этой модели. Особое опасение вызывают состояния, близкие к области конденсации газа.

Опыт подтверждает обоснованность сомнений в приемлемости модели идеального газа при больших давлениях и низких температурах. Так, кривая изотермного процесса на v, p -диаграмме в области больших V хорошо совпадает с гиперболой $pv = \text{const}$,

следующей из уравнения (1.1) при $T = \text{const}$. Однако по мере уменьшения удельного объема упомянутое совпадение начинает нарушаться (рис. 1.1), и тем сильнее, чем ближе рассматриваемое состояние газа к верхней (правой) пограничной кривой ВПК (линии сухого насыщенного пара). В двухфазной области (влажный пар) изотерма становится прямой, параллельной оси V (рис. 1.1).

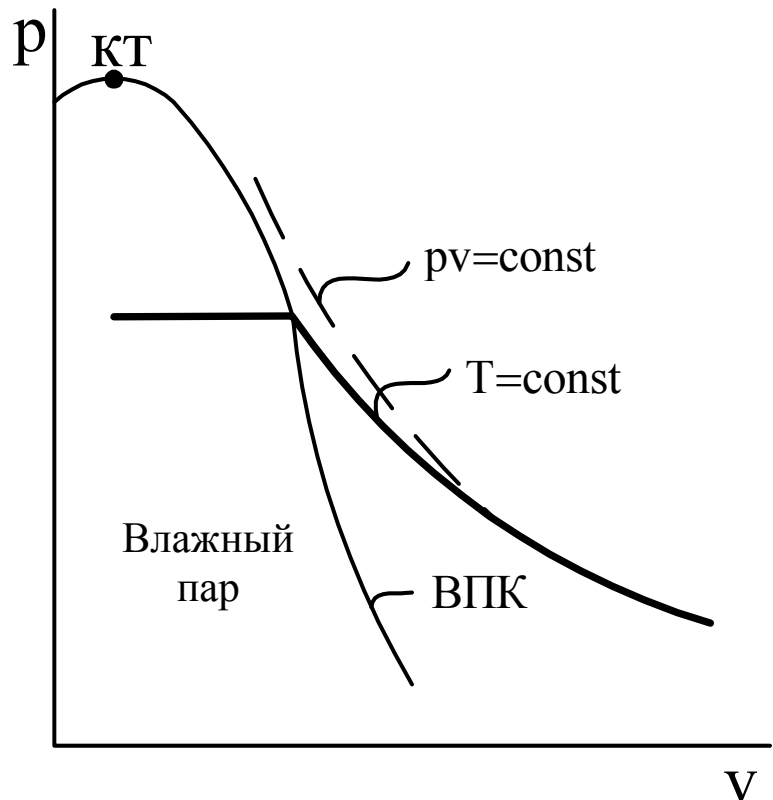


Рис. 1.1

Газ, не отвечающий уравнению Клапейрона, называют *реальным*. Если его состояние не слишком близко к области конденсации (к влажному пару), хорошие результаты дает термическое уравнение состояния

$$pv = zRT, \quad (1.3)$$

где коэффициент Z есть функция «приведенных» давления $p_r = p/p_{кр}$ и температуры $T_r = T/T_{кр}$. Здесь индексом «кр» отмечены параметры в критической точке (КТ на рис. 1.1). Так называют особое состояние, в котором исчезает разница в свойствах пара и жидкости, находящихся в равновесии (в частности, не существует поверхность раздела между этими фазами).

1.3. Методология решения задачи

Чтобы проверить корректность модели идеального газа для диоксида углерода при заданных значениях температуры и давления, следует привести CO_2 в соответствующие равновесные состояния, измерив в каждом из них величины T , p , V . Далее необходимо удостовериться, удовлетворяют ли последние уравнению Клапейрона. В случае отклонения результатов опыта от зависимости (1.1) можно проверить соответствие их связи (1.3). Для наглядности сравнения его лучше выполнить графически, изобразив на v,p -диаграмме изотермы согласно соотношениям (1.1) и (1.3) при заданных T , а также результаты измерений p и V , отвечающие тем же температурам.

С учетом этого приведение углекислого газа к соответствующим состояниям равновесия целесообразно осуществить путем «ступенчатого» изотермного сжатия некоторой порции CO_2 в цилиндре с поршнем. Для поддержания заданной температуры процесса следует поместить цилиндр в полость, куда подается жидкость от термостата; температуры этой жидкости и газа будут одинаковы при достижении газом состояния равновесия. Давление газа p можно определить по усилию, прикладываемому к поршню. Удельный объем V проще всего измерить, отмечая положение поршня относительно цилиндра. Если сжатие происходит в области, близкой к линии конденсации, то желательно выполнить цилиндр прозрачным (чтобы видеть образующийся конденсат; это же позволяет наблюдать положение поршня в цилиндре).

1.4. Опытная установка

Схема соответствующей опытной установки изображена на рис. 1.2. Цилиндр Ц с углекислым газом выполнен стеклянным, поршень П – жидким (здесь поршнем является ртуть, находящаяся в емкости Е). Давление на такой поршень создает масло, заполняющее оставшуюся часть емкости (она сообщена с гидропрессом ГП). Это давление, равное давлению газа в цилиндре, измеряют манометром М . Цилиндр с углекислым газом помещен в «рубашку» Р , куда подается жидкость из термостата ТС ; температуру жидкости измеряют термометром Т . Удельный объем CO_2 определяют по высоте l части цилиндра, занятой газом; для этого служит шкала линейки Л . Давление можно «сбросить», открыв кран К .

В ходе опыта следует учитывать, что каждое изменение давления нарушает равновесность состояния газа. Поэтому измерять T , p , l

надо не сразу после «подъема» p , а спустя некоторое время (о достижении нового равновесного состояния судят по прекращению понижения столба ртути в цилиндре). Если отключить термостат, то такая методика измерения T , p , l обеспечит проведение процесса сжатия при комнатной температуре (за время достижения равновесия произойдет теплообмен газа с элементами установки).

1.5. Порядок проведения опыта

Перед началом эксперимента измеряют атмосферное давление p_a и комнатную температуру T_K , а также записывают константы установки: l_0 (отметку шкалы против «дна» внутренней полости цилиндра) и k_l (коэффициент пересчета l в удельный объем V). Далее выполняют опыт в таком порядке.

1. Закрыв кран «сброса» давления на гидропрессе, при выключенном термостате повышают давление в системе «гидропресс – емкость – цилиндр» до появления в поле зрения ртутного поршня.

2. Увеличивают давление «ступенями» так, чтобы ртутный поршень поднимался на 10 делений по шкале линейки. На каждой ступени после достижения равновесного состояния газа записывают показание манометра $p_{изб}$ (избыточное давление) и отмечают положение уровня ртути l' по шкале. Давление повышают до тех пор, пока над поршнем не появится слой конденсата.

3. Медленно открывают кран сброса давления и после того, как ртутный поршень опустится до нижней границы поля зрения, закрывают кран. Включают термостат, настроенный на температуру выше критической для CO_2 . После достижения стационарного показания термометра T_T записывают его.

4. Повторяют опыт согласно п. 2 до получения предельного избыточного давления 7 МПа. По завершении опыта открывают кран сброса давления и выключают термостат.

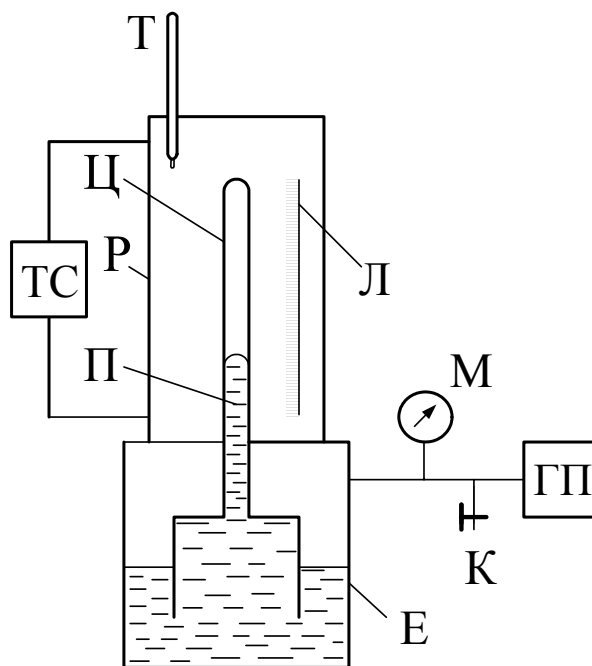


Рис. 1.2

1.6. Последовательность обработки результатов

1. Для каждой группы состояний (согласно п.п. 2 и 4 подразд. 1.5) находят давление газа $p_{\text{э}} = p_{\text{изб}} + p_{\text{а}}$ и его удельный объем $v_{\text{э}} = k_l l = k_l (l' - l_0)$.

2. Полученные экспериментальные данные заносят в две таблицы, отвечающие температурам $T_{\text{к}}$ и $T_{\text{т}}$. Каждая таблица должна содержать строки $V_{\text{э}}$, $p_{\text{э}}$, $p_{(1.1)}$, $p_{(1.3)}$; здесь давления $p_{(1.1)}$ вычисляют по уравнению Клапейрона (1.1), а давления $p_{(1.3)}$ – по соотношению (1.3). В ходе вычислений принимают $R = 189 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $T_{\text{кр}} = 304,2 \text{ К}$; $p_{\text{кр}} = 7,382 \text{ МПа}$.

3. Результаты опыта и расчета представляют в графическом виде на v, p -диаграмме, причем первые наносят посредством точек, вторые – сплошными линиями.

4. Формулируют выводы о возможности использования термических уравнений состояния (1.1) и (1.3) для CO_2 в исследованном диапазоне давлений при заданных температурах.

1.7. Контрольные вопросы

1. Что такое уравнение состояния?
2. Какое уравнение состояния называют термическим?
3. Какую ТДС считают простой однородной?
4. Какой газ называют идеальным?
5. Как выглядит уравнение Клапейрона для 5 кг газа?
6. Какой газ имеет максимальное значение R ?
7. Какой объем занимает 1 моль идеального газа при нормальных физических условиях (температура 0°C и давление 760 мм рт.ст.)?
8. Почему газовую постоянную R_{μ} называют универсальной?
9. Когда следует ожидать хорошей точности уравнения (1.1)?
10. Можно ли сопоставлять с уравнениями (1.1) или (1.3) параметры газа, измеренные сразу после изменения его состояния?
11. Почему в установке использован ртутный поршень?
12. Какие факторы влияют на точность полученных данных?
13. Что называют критическим состоянием вещества?

Лабораторная работа № 2

ЗАПОЛНЕНИЕ ГАЗОМ ВАКУУМИРОВАННОЙ ЕМКОСТИ

2.1. Задача исследования

Удостовериться в справедливости первого закона термодинамики на примере процесса заполнения газом вакуумированной емкости.

2.2. Исходные положения

Первый закон термодинамики характеризует количественную сторону процессов преобразования энергии в термодинамических системах (ТДС), выражая применительно к ним закон сохранения энергии. Суть последнего такова: в макром мире энергия не возникает и не исчезает; она может лишь передаваться между телами и превращаться из одного вида в другой.

В соответствии с этим полная энергия ТДС изменяется только в результате энергообмена ее с окружающей средой (обмен энергией происходит посредством теплоты Q , работы L и массообмена M).

Аналитическое выражение первого закона зависит от типа ТДС и координат, в которых ее рассматривают. В аэрокосмической технике чаще всего имеют дело с ТДС, энергообмен которых происходит во всех упомянутых формах, причем работа L имеет механическую природу (такие ТДС называют *открытыми термомеханическими*). Для них аналитическая запись первого закона в абсолютных координатах выглядит так:

$$dE_K + dE_{II} + dE_B = \delta Q - \delta L_{\text{тех}} + \sum_{j=1}^n (e_K + e_{II} + e_B + pv)_j \delta M_j \quad (2.1)$$

(в случае элементарного термодинамического процесса). Здесь E_K , E_{II} , E_B – кинетическая, потенциальная и внутренняя энергии ТДС; e_K , e_{II} , e_B – удельные значения соответствующих видов энергии для масс δM_j ; $pv\delta M$ – работа, совершаемая при перемещении массы δM через условную границу ТДС (ее мысленно разделяют области рабочего тела); $L_{\text{тех}}$ – *техническая работа* (ее выполняют твердые подвижные тела – реальные границы ТДС). Знак «–» перед слагаемым $\delta L_{\text{тех}}$ поставлен, поскольку в термодинамике подводимую ра-

боту считают отрицательной. В последнем члене уравнения берут $\delta M_j > 0$ для вводимых масс и $\delta M_j < 0$ – для выводимых.

2.3. Методология решения задачи

Для упрощения экспериментальной установки целесообразно проверить справедливость первого закона на примере ТДС, где часть составляющих выражения (2.1) отсутствует.

Так, если ТДС не перемещается в пространстве, то $dE_K = 0$, $dE_{\Pi} = 0$. Когда реальные границы системы неподвижны, имеем $\delta L_{\text{тех}} = 0$. В случае быстрого проведения процесса допустимо принять $\delta Q = 0$. Из возможных нескольких «каналов» ввода и вывода масс δM_j оставим один канал ввода ($\delta M_{\text{вх}} > 0$), причем будем рассматривать газовую ТДС (тогда можно пренебречь потенциальной энергией массы $\delta M_{\text{вх}}$).

В итоге аналитическое выражение первого закона термодинамики сведется к виду

$$dU = i_{\text{вх}}^0 \delta M_{\text{вх}}. \quad (2.2)$$

Здесь использовано принятое в термодинамике обозначение внутренней энергии $E_B = U$ и введена удельная энтальпия торможения $i^0 = i + w^2/2$, где удельная энтальпия $i = u + pv$.

Ввод массы $M_{\text{вх}}$ в рассматриваемой ТДС наиболее просто реализуется при соединении предварительно вакуумированной емкости с атмосферой. Для конечного процесса заполнения емкости воздухом аналитическое выражение первого закона с учетом (2.2) запишем так:

$$U_3 - U_B = i_{\text{вх}}^0 M_{\text{вх}}. \quad (2.3)$$

Здесь индексы «в» и «з» отнесены к состояниям воздуха в емкости сразу после ее вакуумирования и заполнения. С учетом вида калорических уравнений состояния идеального газа ($du = c_v dT$, $di = c_p dT$) при неизменных значениях теплоемкостей c_v и c_p из (2.3) получим

$$(M_B + M_{\text{вх}}) c_v T_3 - M_B c_v T_B = M_{\text{вх}} c_p T_{\text{вх}}^0. \quad (2.4)$$

Если емкость не термоизолирована, то при не очень быстром вакуумировании температура воздуха, оставшегося в емкости после прекращения «откачки», будет равна комнатной температуре T_K .

Заметим еще, что температура торможения $T_{\text{ВХ}}^0$ воздуха, входящего в емкость при сообщении ее с атмосферой, также равна $T_{\text{К}}$. Поэтому выражение (2.4) можно переписать так:

$$(M_{\text{В}} + M_{\text{ВХ}})T_{\text{З}} = (M_{\text{В}} + kM_{\text{ВХ}})T_{\text{К}}, \quad (2.5)$$

откуда

$$T_{\text{З}}/T_{\text{К}} = (M_{\text{В}} + kM_{\text{ВХ}})/(M_{\text{В}} + M_{\text{ВХ}}). \quad (2.6)$$

Здесь $k = c_p/c_v$ – отношение удельных изобарной и изохорной теплоемкостей воздуха.

Поскольку $k > 1$, имеем $T_{\text{З}} > T_{\text{К}}$, так что при заполнении воздухом вакуумированной емкости температура в ней должна возрасти. Это позволяет качественно проверить справедливость первого закона термодинамики.

Количественную проверку его выполним, сравнив измеренное в опыте значение $T_{\text{З}}$ с вычисленным на основе зависимости (2.5). Предварительно получим более удобный для расчетов вариант ее, используя термическое уравнение состояния идеального газа в формах

$$p_{\text{В}}V = M_{\text{В}}RT_{\text{К}} \quad (2.7)$$

и

$$p_{\text{З}}V = (M_{\text{В}} + M_{\text{ВХ}})RT_{\text{К}}, \quad (2.8)$$

где V – объем емкости; R – газовая постоянная воздуха. Если подставить в соотношение (2.5) выражения для $M_{\text{В}} + M_{\text{ВХ}}$, $M_{\text{В}}$ и $M_{\text{ВХ}}$, которые следуют из уравнений (2.7) и (2.8), то после некоторых преобразований получим

$$T_{\text{З}} = T_{\text{К}} \frac{k}{1 + (k-1)p_{\text{В}}/p_{\text{а}}}. \quad (2.9)$$

Здесь учтено, что поступление воздуха в емкость прекращается, когда давление в ней уравнивается с атмосферным $p_{\text{а}}$, так что $p_{\text{З}} = p_{\text{а}}$.

2.4. Опытная установка

Схема опытной установки, отвечающей изложенной методологии решения задачи исследования, изображена на рис. 2.1. Основной частью установки является полая металлическая сфера E , сообщенная трубами с атмосферой и вакуумнасосом; эти трубы снабжены пробковыми кранами $K_{\text{а}}$ и $K_{\text{в}}$. Для измерения температуры воздуха в ем-

кости в ней размещена батарейная термопара T_E , подсоединенная через усилитель УТ к записывающему устройству ЗУ (холодный спай термопары находится при комнатной температуре T_K). Давление в сфере определяют по вакуумметру ВМ.

2.5. Порядок проведения опыта и обработки его данных

Перед началом опыта записывают значения атмосферного давления p_a и комнатной температуры T_K . Далее включают питание усилителя УТ и через 5...7 мин выполняют эксперимент в такой последовательности.

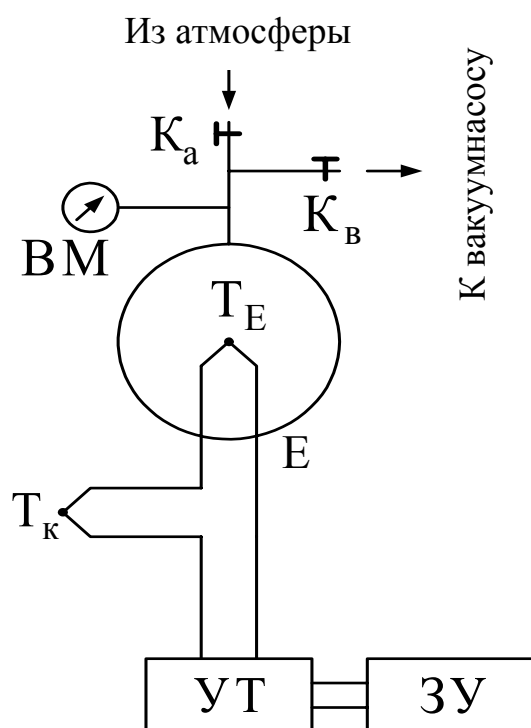


Рис. 2.1

Закрывают кран K_a , открывают кран K_b и включают вакуумнасос. После завершения откачки (когда стрелка вакуумметра перестает двигаться) закрывают кран K_b и по достижении равновесного состояния фиксируют показание вакуумметра p_{BM} .

Включают записывающее устройство ЗУ и быстро открывают кран K_a , наблюдая за показаниями ЗУ. Сначала отмечается резкое увеличение температуры в емкости, после чего эта температура постепенно уменьшается до исходного уровня.

При достижении этого уровня выключают записывающее устройство и фиксируют максимальное отклонение его «пера» X_{max} .

Резкое увеличение температуры воздуха в емкости после открытия крана K_a качественно подтверждает справедливость первого закона термодинамики. Оно свидетельствует об увеличении внутренней энергии ТДС в результате внесения энергии входящим в емкость атмосферным воздухом.

Вывод о количественном подтверждении первого закона делают, сравнивая два значения температуры воздуха в емкости после ее заполнения – измеренное (устанавливают по величине X_{\max} с помощью тарировочного графика на рис. 2.2) и вычисленное по зависимости (2.9), которая получена из аналитического выражения первого закона термодинамики. При использовании графика имеют в виду, что величина X_{\max} пропорциональна разности температур $\Delta T = T_3 - T_K$, а в ходе расчета температуры T_3 по формуле (2.9) учитывают соотношение $p_B = p_a - p_{BM}$. Сравнивая экспериментальное и теоретическое значения T_3 , принимают во внимание скорость процесса заполнения емкости атмосферным воздухом.

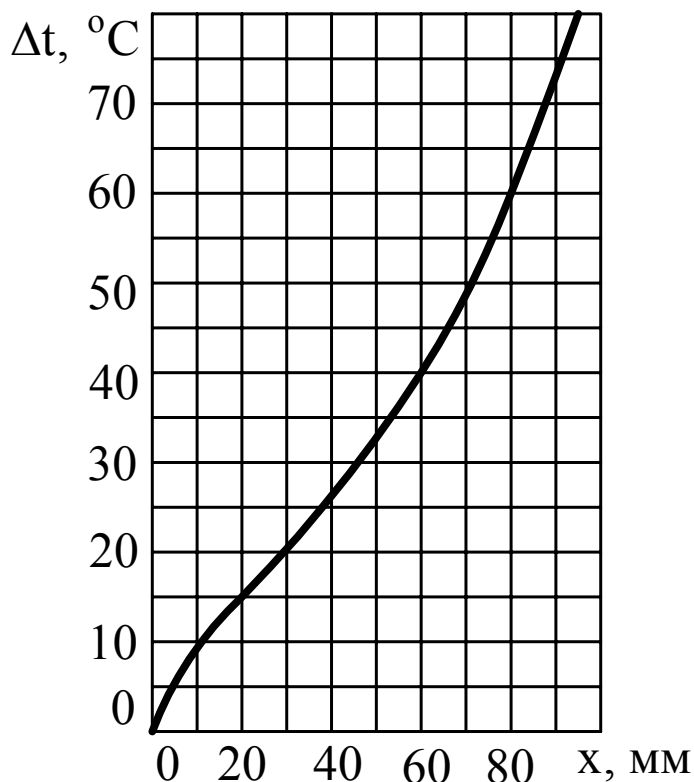


Рис. 2.2

2.6. Контрольные вопросы

1. Какова сущность первого закона термодинамики?
2. Как будет выглядеть соотношение (2.1) для стационарной проточной ТДС?
3. Что называют технической работой?
4. Как показать, что работа по перемещению массы δM через условную границу ТДС действительно равна $p v \delta M$?
5. Почему в термодинамике считают отрицательной подводимую работу?
6. Что называют энтальпией торможения?
7. Как вводят понятие температуры торможения?
8. Почему в рассматриваемом процессе $T_{BX}^0 = T_K$?
9. Можно ли в зависимости (2.4) принять $T_B = T_K$ в случае термоизолированной емкости?
10. На каком основании утверждается, что $k > 1$?

11. Какие преобразования были выполнены при получении формулы (2.9)?

12. Какая составляющая энергии входящего в емкость воздуха является определяющей для повышения температуры T_3 ?

13. Почему в опытной установке для «перекрытия» трубопроводов использованы краны пробкового типа?

Лабораторная работа № 3

СЖАТИЕ ВОЗДУХА В ЦИЛИНДРЕ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

3.1. Задача исследования

Проверить, можно ли считать политропным процесс сжатия воздуха в цилиндре поршневого двигателя.

3.2. Исходные положения

Политропным называют термодинамический процесс, отвечающий уравнению

$$pv^n = \text{const} \quad (3.1)$$

при $n = \text{const}$. Здесь p – давление; V – удельный (на 1 кг вещества) объем; n – *показатель политропы*, составленный из удельных значений теплоемкости C_x трех процессов – изохорного (C_V), изобарного (C_p) и самого политропного (C_n):

$$n = \frac{C_n - C_p}{C_n - C_V}. \quad (3.2)$$

В качестве определений политропного процесса используют также постоянство его теплоемкости C_n или неизменность отношения деформационной работы к изменению внутренней энергии в ходе процесса. Первое условие вытекает из связи (3.2) при $n = \text{const}$ (рассматриваем идеальный газ с постоянными значениями C_p и C_V).

Второе условие подтверждается формулой

$$\frac{pdv}{du} = \frac{C_n}{C_V} - 1, \quad (3.3)$$

следующей из аналитической записи первого закона термодинамики в форме

$$\delta q = du + pdv,$$

в которой теплота δq выражена согласно определению теплоемкости ($c_n = \delta q_n / dT$), а изменение внутренней энергии взято по калорическому уравнению состояния идеального газа ($du = c_v dT$). При $c_n = \text{const}$ и $c_v = \text{const}$ отношение $p dv / du$ неизменно в ходе всего процесса.

Понятие политропного процесса широко используют в термодинамике по двум причинам. Во-первых, политропой (3.1) идеального газа удобно аппроксимировать реальные процессы сжатия и расширения в технических устройствах (при этом в большинстве случаев $1 < n < k$, где k – показатель изоэнтропы $p v^k = \text{const}$). Во-вторых, политропный процесс является обобщающим для часто встречающихся изопараметрических процессов – изобарного, изотермного, изоэнтропного, изохорного. Действительно, уравнение (3.1) принимает вид $p = \text{const}$ при $n = 0$, $T = \text{const}$ при $n = 1$ (с учетом уравнения Клапейрона $p v = R T$), $p v^k = \text{const}$ при $n = k$ и $v = \text{const}$ при $n = \infty$. Большинство характеристик этих процессов можно установить по соответствующим формулам для политропного процесса, взяв необходимое значение показателя n .

3.3. Методология решения задачи

Чтобы выяснить, является ли политропным сжатие газа в цилиндре поршневого двигателя, надо сравнить соответствующую зависимость давления p от удельного объема v с уравнением политропы (3.1). Такое сравнение целесообразно выполнить графически, представив результаты опыта в логарифмических координатах $\ln v$, $\ln p$. Если экспериментальные точки удастся аппроксимировать прямой линией (рис. 3.1), то процесс сжатия является политропным. Действительно, уравнение (3.1) можно представить в виде

$$\ln p = \text{const} - n \ln v. \quad (3.4)$$

Записав последнее выражение для состояний 1 и 2, отвечающих началу и концу процесса сжатия, получаем значение показателя политропы

$$n = \frac{\ln p_2 - \ln p_1}{\ln v_1 - \ln v_2}. \quad (3.5)$$

Есть и другой способ определения величины n – по соотношению располагаемой l_p и деформационной l_d работ политропного процесса:

$$n = l_p / l_d.$$

Нанося экспериментальные точки на v, p -диаграмме и аппроксимируя их соответствующей кривой (рис. 3.2), находим показатель политропы n делением друг на друга площадей $l_{pa}2$ и $l_{dc}2$, которые отража-

ют упомянутые работы $\left(l_p = -\int_1^2 v dp; \quad l_d = \int_1^2 p dv \right)$.

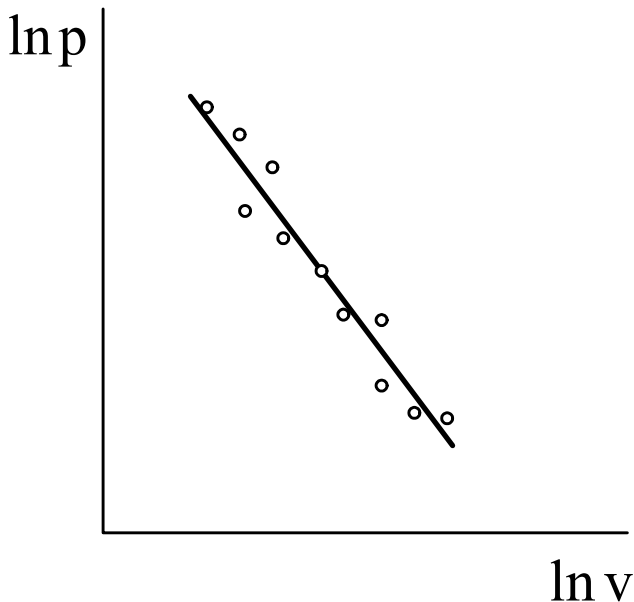


Рис. 3.1

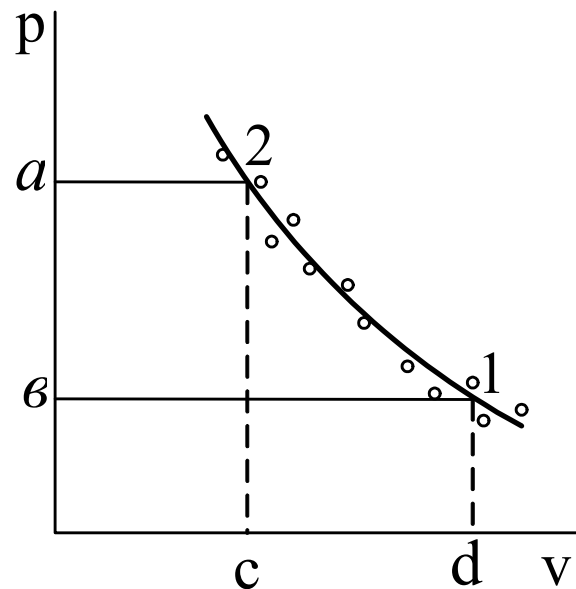


Рис. 3.2

3.4. Опытная установка

Исследуемый процесс осуществляют в одноцилиндровом дизеле, коленвал которого вращают электроприводом (рис. 3.3). Графическую фиксацию связи величин p и V обеспечивает электропневматический индикатор. В его состав входят: мембранная головка 1 с электродом 2; механизм 3 перемещения иглы 4; барабан 5; электроимпульсный блок 6; баллон 7 со сжатым воздухом; краны 8 и 9; манометр 10.

Каждому ходу поршня в такте сжатия отвечает одна точка графика, который «вычерчивает» игла 4 на бумаге, охватывающей барабан 5. Эта точка наносится посредством электроразряда между иглой и барабаном при замыкании цепи блока 6. Замыкание происходит в момент совпадения давления p в цилиндре и «командного» давления p_k над мембраной головки 1, когда мембрана прижимается к электроду 2. Давление p_k создается воздухом, подаваемым из баллона 7; этот же воздух поступает в механизм 3 (свободному ходу иглы препятствует пружина).

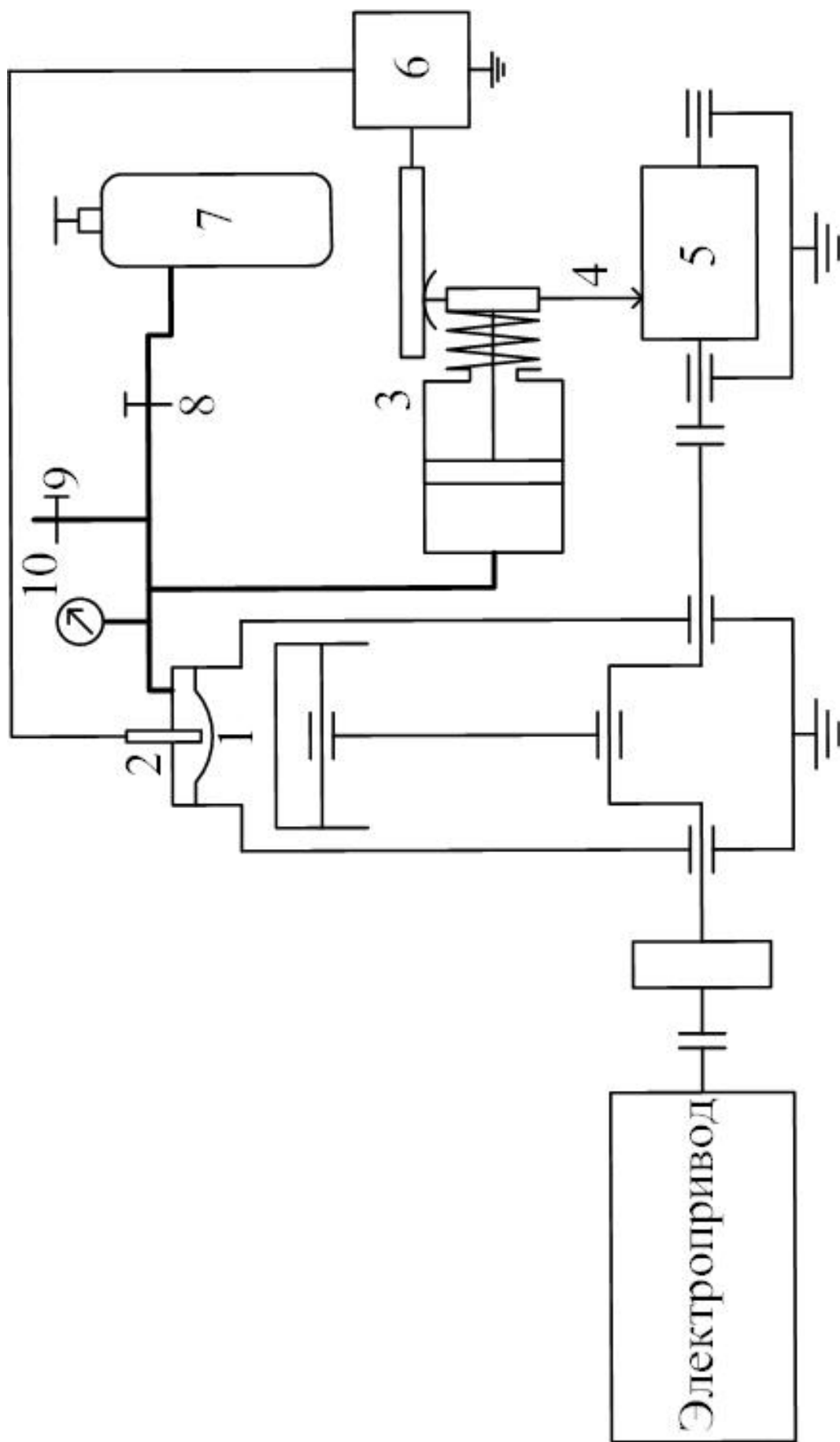


Рис. 3.3

Таким образом обеспечивается пропорциональность положения h иглы (и, соответственно, размещения точки на графике) давлению p в цилиндре. С другой стороны, размещение этой точки определяется углом α поворота коленвала, от которого зависит положение поршня в цилиндре, а следовательно, и объем V надпоршневой части цилиндра. Зная связи $p = p(h)$ и $V = V(\alpha)$, можно получить зависимость $p = p(V)$, перестроив график $h = h(\alpha)$.

Этот график (совокупность упомянутых выше точек) получают при вращающемся коленвале посредством медленного изменения командного давления p_k от атмосферного значения p_a до максимального p_{max} . Последнее равно давлению в цилиндре при нахождении поршня в «верхней мертвой точке» (ВМТ).

Перестроенный график $p = p(V)$ позволяет выяснить, является ли политропным исследуемый процесс сжатия. Он будет соответствовать уравнению $p v^n = \text{const}$, если график удастся аппроксимировать зависимостью $p V^n = \text{const}$ (при закрытых впускных и выпускных окнах цилиндра масса M газа в его надпоршневой части неизменна, так что удельный объем $v = V/M$ пропорционален V).

3.5. Порядок проведения опыта

Перед началом опыта закрепляют бумагу на барабане индикатора и наносят на ней оси координат с помощью индикатора, настроенного на режим «автоматическая работа». Ось ординат получают при неработающем электроприводе и закрытом кране 9, изменяя командное давление краном 8 (предварительно поршень устанавливают в положение ВМТ, которое отвечает углу поворота коленвала $\alpha = 180$ град). Включив электропривод «на холостой ход», наносят ось абсцисс при открытом кране 9 (кран 8 закрыт). В итоге начало координат соответствует величинам $\alpha = 180$ град по оси абсцисс (что отвечает минимальному объему надпоршневого пространства) и $h = 0$ – по оси ординат (при этом давление в цилиндре равно атмосферному).

Далее переводят электропривод «на полные обороты» и приступают к «снятию» индикаторной диаграммы процесса сжатия. Для этого переключатель индикатора ставят в положение «приемник» и медленно открывают кран 8 (кран 9 закрыт). Весь диапазон избыточного (манометрического) давления $p_{изб}$ от 0 до 35 ... 40 бар «проходят»

примерно за одну минуту (отсчет $p_{изб}$ ведут по манометру 10). Затем закрывают кран 8, выключают питание индикатора и останавливают электропривод.

Величину $(p_{изб})_{max}$ и значение атмосферного давления p_a заносят в протокол.

3.6. Последовательность обработки результатов

Полученную графическую связь положения h иглы индикатора с углом α поворота коленвала перестраивают в зависимость давления газа в цилиндре от объема V надпоршневой его части. Для определения V используют график $V = V(\alpha)$, представленный на рис. 3.4. При этом учитывают, что 1 мм по шкале α «индикаторной диаграммы» $h = h(\alpha)$ соответствует одному градусу угла. Давление

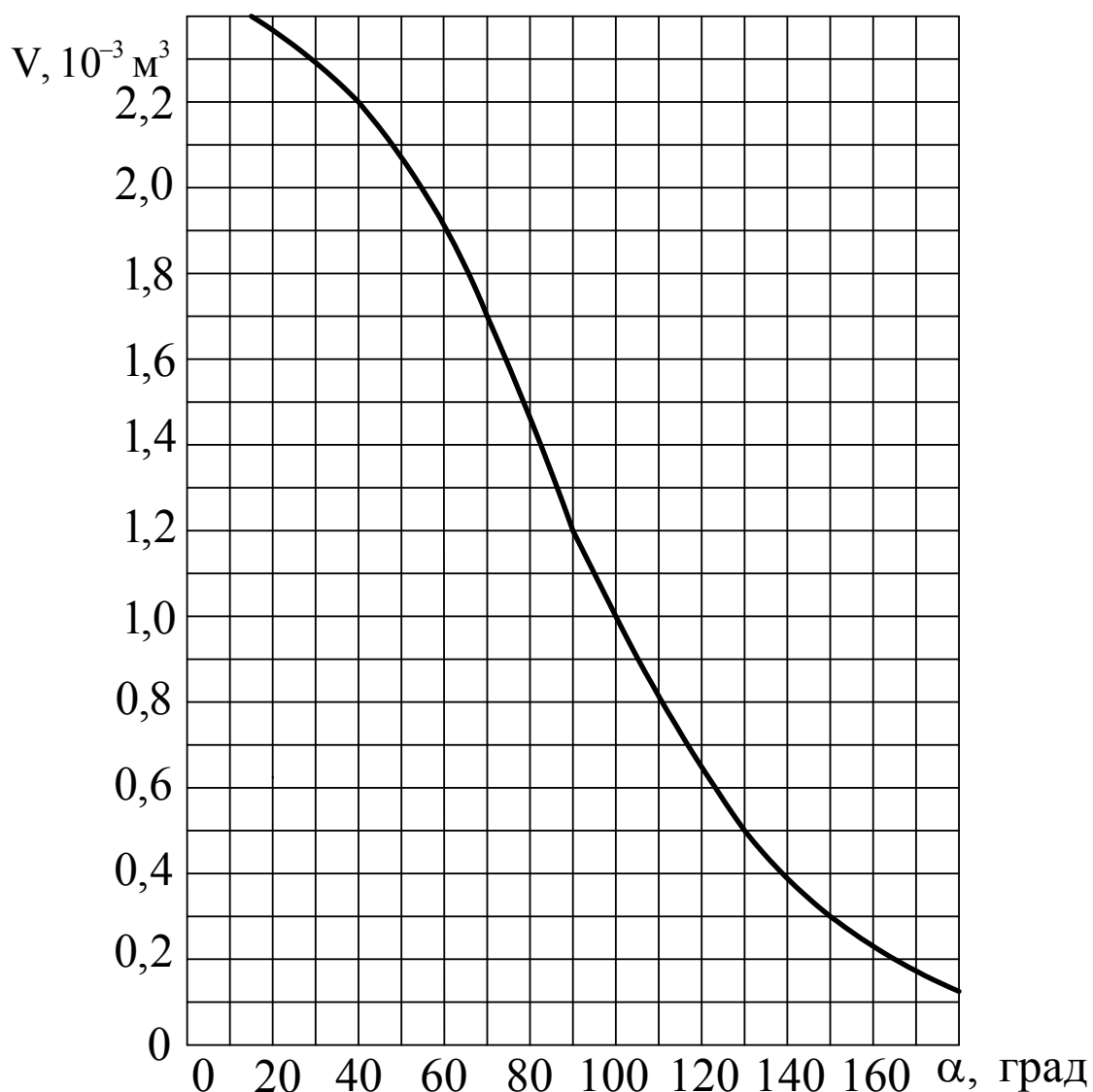


Рис. 3.4

находят как $p = p_a + wh$, где $w = (p_{\text{изб}})_{\text{max}} / h_{\text{max}}$ – коэффициент жесткости пружины механизма 3 индикатора (см. рис. 3.3). Перестраивая график $h = h(\alpha)$ в зависимость $p = p(V)$, учитывают, что собственно сжатие начинается только при $\alpha = 15$ град, когда закрываются окна цилиндра.

Далее график $p = p(V)$ переводят в логарифмические координаты (см. рис. 3.1) и проверяют, можно ли опытные точки аппроксимировать прямой. В случае положительного результата находят показатель политропы n так, как это описано в подразд. 3.3.

3.7. Контрольные вопросы

1. Какой термодинамический процесс именуют политропным?
2. Каков смысл введения понятия «политропный процесс»?
3. Какие значения показателя политропы бывают чаще всего?
4. Каким считают газ при использовании понятия «политропный процесс»?
5. Эквивалентны ли уравнения $pv^n = \text{const}$ и $pV^n = \text{const}$?
6. В чем преимущество логарифмических координат при решении вопроса о политропности исследуемого процесса?
7. Как определить значение показателя политропы по данным экспериментального исследования процесса?
8. Каков принцип работы электропневматического индикатора?
9. График какой зависимости «строит» индикатор?
10. Как нанести оси координат с помощью индикатора?
11. Можно ли судить о политропности процесса сжатия непосредственно по виду графика, построенного индикатором?
12. Какова процедура использования индикатора?
13. Какой метод определения показателя политропы предпочтительнее?

Лабораторная работа № 4

ПОДВОД ТЕПЛОТЫ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГТД

4.1. Задача исследования

Выяснить, можно ли считать изобарным реальный процесс в камере сгорания газотурбинного двигателя (ГТД); оценить полноту сгорания топлива в ней.

4.2. Исходные положения

В основе термодинамического анализа ГТД, как и других *тепловых двигателей* (они преобразуют тепловую энергию в механическую), лежит исследование кругового процесса (цикла), совершаемого рабочим телом (в ГТД – газом) при взаимодействии его с источником и стоком теплоты, а также с техническими устройствами, где это тело сжимается и расширяется.

В идеализированных циклах ГТД процессы сжатия и расширения считают *адиабатными*, а подвода и отвода теплоты – *изобарными*. Последнее допущение связано с тем, что в ГТД все процессы осуществляют непрерывно в потоке газа, протекающего через разные рабочие объемы, которые размещены в пространстве друг за другом и не разделены перегородками. Термодинамическим процессом подвода теплоты «замещают» реальное горение углеводородного топлива в камере сгорания, а процессом отвода теплоты – истечение горячего газа из реактивного сопла или выхлопного патрубка.

Важным показателем эффективности процесса подвода теплоты является *коэффициент полноты сгорания топлива*. Так называют отношение количества теплоты, подведенного к газу в камере сгорания, к тому количеству теплоты, которое способно выделить топливо:

$$\eta_{\text{ПС}} = \frac{Q_{\text{ТДП}} \dot{m}_{\text{В}}}{H_{\text{И}} \dot{m}_{\text{Т}}} \quad (4.1)$$

Здесь $Q_{\text{ТДП}}$ – теплота термодинамического процесса, которым «замещают» реальное горение, $H_{\text{И}}$ – теплотворная способность одного килограмма топлива, $\dot{m}_{\text{В}}$ и $\dot{m}_{\text{Т}}$ – секундные массовые расходы воздуха и топлива в камере сгорания.

4.3. Методология решения задачи

Для решения задачи исследования необходимо прежде всего реализовать процесс горения углеводородного топлива в условиях, эквивалентных действительной работе камер сгорания ГТД.

Степень изобарности процесса подвода теплоты при этом можно оценить по результатам измерения термодинамического (статического) давления в потоке газа на входе ($p_{\text{ВХ}}$) и выходе ($p_{\text{ВЫХ}}$) опытной камеры сгорания.

Чтобы определить коэффициент полноты сгорания топлива согласно (4.1), следует вычислить теплоту $Q_{\text{ТДП}}$ процесса по соответствующей термодинамической формуле, найти в справочной таблице

теплотворную способность $H_{и}$ использованного топлива, измерить расходы воздуха \dot{m}_B и топлива \dot{m}_T в ходе эксперимента.

При расчете $q_{ГДП}$ понадобятся температуры газа на входе ($T_{ВХ}$) и выходе ($T_{ВЫХ}$) камеры сгорания, которые следует измерить в опыте, а также удельная теплоемкость процесса (в случае $p = const$ используют изобарную теплоемкость C_p). Для измерения величины \dot{m}_B надо установить газодинамический расходомер в линии подачи воздуха опытной установки, а значение \dot{m}_T можно определить объемным (или весовым) способом.

4.4. Опытная установка

Описанная методология реализована в установке, схема которой изображена на рис. 4.1. Установка содержит секцию камеры сгорания ГТД марки ВК-1А, системы подачи воздуха и керосина, элементы управления, датчики и приборы для измерения необходимых параметров.

Согласно принятой в камерах сгорания ГТД схеме организации рабочего процесса, в камеру подают два потока воздуха. «Первичный» воздух по магистрали 1 поступает непосредственно в зону горения, ограниченную «жаровой трубой» 2 (в этой же зоне размещена топливная форсунка 3). Количество первичного воздуха подбирают так, чтобы обеспечить устойчивое горение в условиях, близких к стехиометрическим. Однако при этом продукты сгорания имеют очень высокую температуру, поэтому стенку жаровой трубы охлаждают снаружи «вторичным» воздухом, подаваемым по магистрали 4. Через отверстия в упомянутой стенке вторичный воздух поступает внутрь жаровой трубы и, смешавшись с продуктами сгорания, понижает их температуру до приемлемого уровня.

В соответствии с подразд. 4.3 на установке предусмотрено измерение давления и температуры газа на входе и выходе камеры сгорания. Давление «снимают» с отверстий в стенке корпуса камеры, подавая его на U-образные водяные манометры 5 и 6, фиксирующие значения $p_{изб}$. В качестве $T_{ВХ}$ принимают температуру воздуха в ресивере 7, измеряемую термометром 8. Значение $T_{ВЫХ}$ получают с помощью перемещаемого по сечению выхлопной трубы зонда 9 с хромель-копелевой термопарой, подсоединенной к милливольтметру $mV_{ВЫХ}$ (холодный спай термопары находится при комнатной

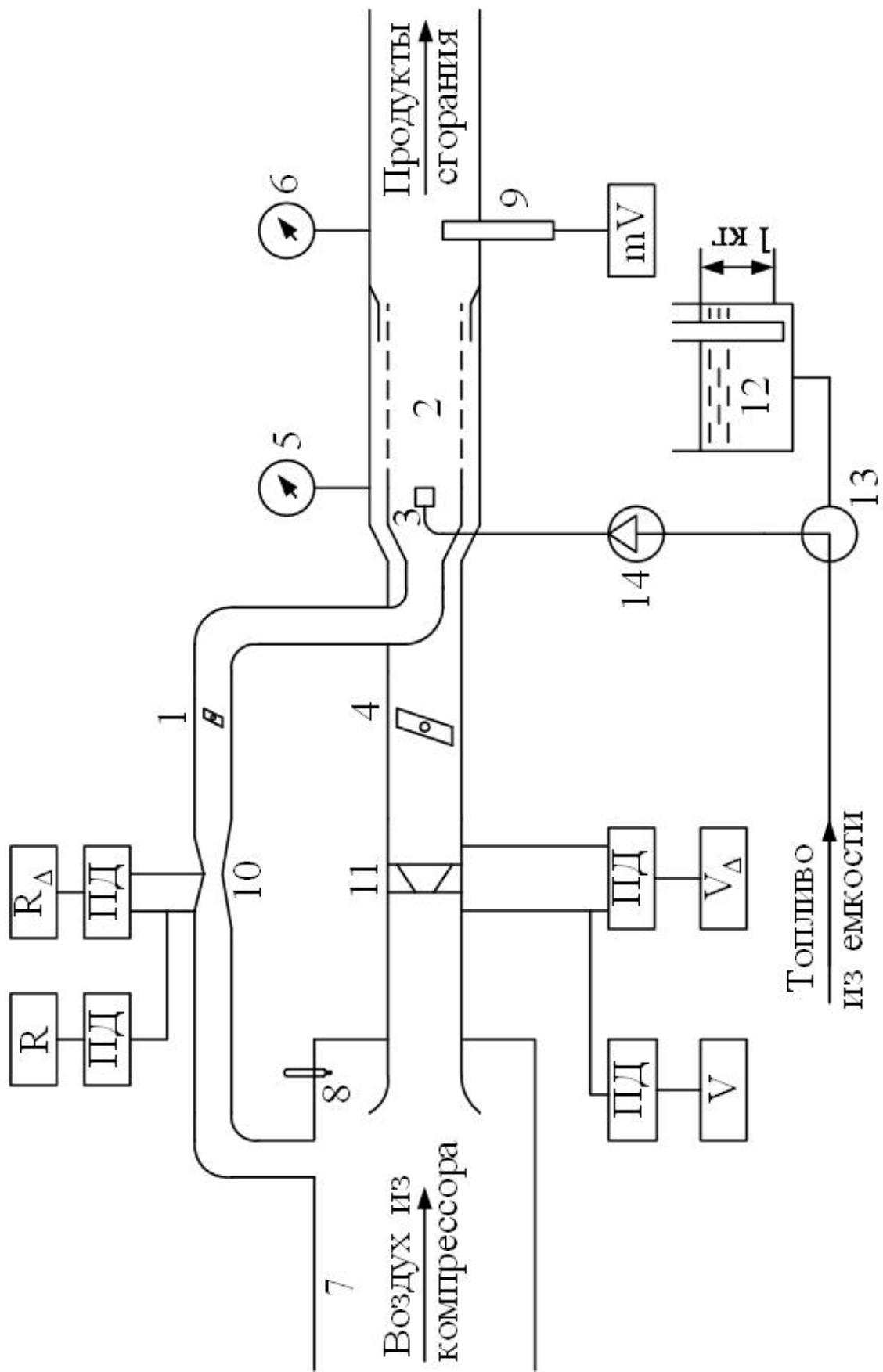


Рис. 4.1

температуре T_K). Зонд устанавливают в такое положение, когда измеряемое им местное значение температуры оказывается равным средней по сечению температуре продуктов сгорания $T_{ВЫХ}$ (для этого надо вдвинуть зонд в трубу до метки, нанесенной на его корпусе).

Газодинамические расходомеры воздуха 10 и 11, размещенные в магистралях 1 и 4, снабжены преобразователями давления ПД и вторичными приборами, фиксирующими их выходные сигналы: сопротивления R , R_{Δ} и напряжения V , V_{Δ} (величины R и V пропорциональны давлениям воздуха перед расходомерами, R_{Δ} и V_{Δ} – перепадам давления на них)

Расход топлива измеряют объемным способом: «засекают» время τ прохождения уровня керосина в трубке мерного бачка 12 между двумя метками, что отвечает убыли одного килограмма керосина. Перед измерением кран 13 ставят в положение, при котором магистраль 14 подачи топлива в камеру сгорания соединена с мерным бачком (в остальное время кран 13 находится в позиции, соответствующей подаче керосина из основной топливной емкости).

Опытная установка снабжена еще элементами управления, обеспечивающими «запуск» камеры сгорания и вывод ее на расчетный режим работы. Воздух в ресивер поступает от внешнего стационарного компрессора.

4.5. Порядок проведения опыта

Перед началом эксперимента измеряют атмосферное давление p_a и комнатную температуру T_K . После выхода установки на расчетный режим устанавливают зонд 9 в положение, указанное в подразд. 4.4. Далее приступают к записи следующих величин:

- избыточных давлений $p_{изб_i}$ на входе ($i = ВХ$) и выходе ($i = ВЫХ$) камеры сгорания;
- температуры воздуха в ресивере $T_{ВХ}$;
- термоЭДС термопарного зонда $e_{ВЫХ}$;
- показаний расходомеров первичного (R , R_{Δ}) и вторичного (V , V_{Δ}) воздуха;
- времени выработки 1 кг керосина τ (после перевода крана 13 в положение, соответствующее подаче топлива из мерного бачка).

4.6. Последовательность обработки результатов

Сначала по формуле $p_i = p_{изб_i} + p_a$ рассчитывают давление газа на входе ($i = ВХ$) и выходе ($i = ВЫХ$) камеры сгорания. Сравнив значения $p_{ВХ}$ и $p_{ВЫХ}$, убеждаются в справедливости замещения реального процесса в камере сгорания ГТД термодинамическим процессом подвода теплоты к рабочему телу при $p = const$.

Далее приступают к определению величин, входящих в зависимость (4.1). Прежде всего находят температуру $T_{ВЫХ}$ газа на выходе из камеры сгорания, используя значения T_K , $e_{ВЫХ}$ и таблицу «перевода» милливольт в кельвины для хромель-копелевых термопар. Затем вычисляют теплоту изобарного процесса

$$q_{ТДП} = c_p (T_{ВЫХ} - T_{ВХ}), \quad (4.2)$$

приняв $c_p = 1005$ Дж/(кг·К). Секундный расход топлива рассчитывают так: $\dot{m}_T = 1/\tau$, кг/с.

Чтобы определить секундный расход воздуха \dot{m}_B , равный сумме расходов первичного $\dot{m}_{ПВ}$ и вторичного $\dot{m}_{ВВ}$ воздуха, предварительно находят давления p_j перед соответствующими расходомерами и перепады давлений Δp_j на них:

$$p_j = p_a + 0,981 \cdot 10^5 (a_j D_j - e_j); \quad (4.3)$$

$$\Delta p_j = 0,981 \cdot 10^5 (a_j G_j - e_j). \quad (4.4)$$

Здесь для первичного воздуха ($j = ПВ$) берут $a_j = 0,1721$, $e_j = 0,1601$, $D_j = R$, $G_j = R_\Delta$; для вторичного воздуха ($j = ВВ$) следует взять $a_j = 0,05224$, $e_j = 0,02366$, $D_j = V$, $G_j = V_\Delta$. Сопротивления R и R_Δ надо подставить в килоомах, напряжения V и V_Δ – в вольтах.

По значениям p_j и величине $T_{ВХ}$ вычисляют плотности воздуха ρ_j , используя уравнение Клапейрона $p = \rho RT$ при

$R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Зная ρ_j и Δp_j , можно рассчитать секундные расходы воздуха:

$$\dot{m}_j = f_j \sqrt{2\rho_j \Delta p_j}, \quad (4.5)$$

где $f_j = 0,1225 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ при $j = \text{ПВ}$ и $f_j = 1,1505 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ при $j = \text{ВВ}$.

Определив суммарный расход воздуха

$$\dot{m}_B = \dot{m}_{\text{ПВ}} + \dot{m}_{\text{ВВ}}, \quad (4.6)$$

находят коэффициент полноты сгорания по формуле (4.1), принимая теплотворную способность керосина равной $H_{\text{И}} = 42900 \text{ кДж}/\text{кг}$.

4.7. Контрольные вопросы

1. Какое устройство называют тепловым двигателем?
2. Что лежит в основе термодинамического анализа тепловых двигателей?
3. Каковы особенности реализации термодинамического цикла в ГТД?
4. Почему процесс подвода теплоты в циклах ГТД считают изобарным?
5. Может ли быть изобарным процесс подвода теплоты в цикле поршневого двигателя?
6. Что такое коэффициент полноты сгорания топлива?
7. Как вы понимаете термин «теплотворная способность» топлива?
8. Как проверить справедливость допущения об изобарности процесса подвода теплоты в цикле ГТД?
9. Как вычислить теплоту, воспринятую или отданную газом в изобарном процессе?
10. Каковы особенности организации процесса горения топлива в ГТД?
11. Почему в качестве $T_{\text{ВХ}}$ на опытной установке взята температура воздуха в ресивере?
12. Почему для измерения $T_{\text{ВЫХ}}$ на опытной установке применен термопарный зонд, перемещаемый по сечению потока газа?
13. Можно ли судить об изобарности процесса подвода теплоты непосредственно по показаниям манометров, установленных на входе и выходе камеры сгорания?

Лабораторная работа № 5

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ

5.1. Задача исследования

Определить относительный внутренний коэффициент полезного действия (КПД) турбины и компрессора турбохолодильного агрегата авиационной системы вентиляции.

5.2. Исходные положения

Целью термодинамического анализа компрессоров и турбин является определение их технической работы и оптимального вида процессов сжатия и расширения в этих устройствах.

Выражение для расчета технической работы получают, опираясь на первый закон термодинамики. В случае машин динамического типа (именно к ним относятся исследуемые агрегаты) используют *аналитическую запись первого закона для стационарной проточной системы* (потока газа):

$$\delta q = di + d(w^2/2) + gdy + \delta l_{\text{тех}}. \quad (5.1)$$

Пренебрегая изменением потенциальной энергии и считая процесс адиабатным, после интегрирования имеем

$$l_{\text{тех}1-2} = i_1^0 - i_2^0, \quad (5.2)$$

где $i^0 = i + w^2/2$ – *полная энтальпия* одного килограмма рабочего тела (индексами 1 и 2 отмечены состояния, отвечающие входу и выходу машины). Выражение (5.2) справедливо как для идеализированных обратимых, так и для реальных необратимых процессов.

Если компрессор или турбина работают на идеальном газе с постоянной теплоемкостью, а процесс сжатия или расширения обратим, то соотношение (5.2) преобразуется к виду

$$l_{\text{тех}1-2} = \frac{k}{k-1} RT_1^0 \left[1 - \left(\frac{p_2^0}{p_1^0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (5.3)$$

что соответствует *располагаемой работе изэнтропного процесса идеального газа*. Эта формула удобна для расчетов, так как состояние рабочего тела на входе машины обычно известно, а давление на выходе ее задано (индексом «0» отмечены полные параметры).

В реальных компрессорах и турбинах все процессы протекают необратимо, в результате чего действительная техническая работа отличается от вычисленной по зависимости (5.3). Этот тезис хорошо иллюстрирует рис. 5.1, на котором изображены идеализированный обратимый (вертикаль 1-2и) и реальный необратимый (отклоняющаяся вправо линия 1-2р) процессы расширения газа в турбине. Как видно, в реальном процессе разность $i_1^0 - i_2^0$, отвечающая работе, которую «получают» от турбины, меньше, чем в идеализированном процессе.

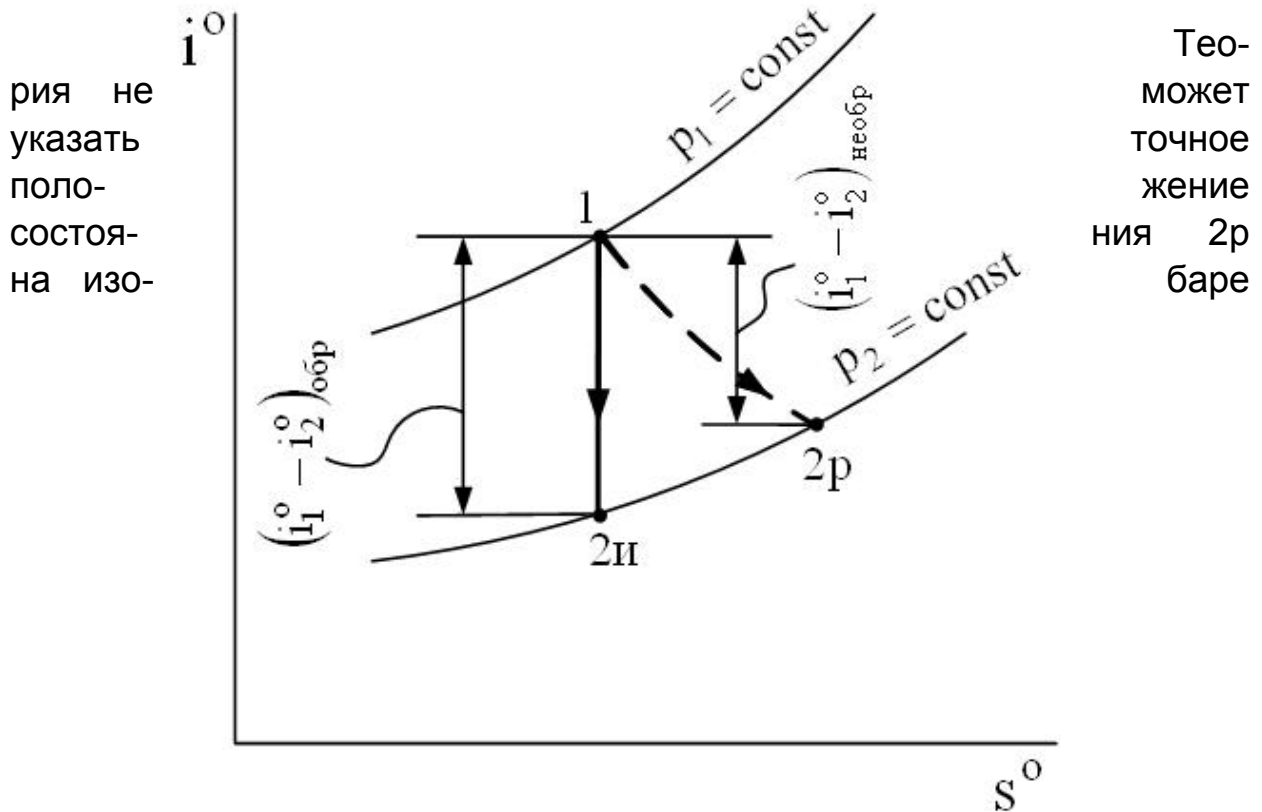


Рис. 5.1

$p_2 = \text{const}$. Поэтому при расчете реальной технической работы компрессоров и турбин поступают таким образом. Сначала определяют по формуле (5.3) значение $l_{\text{тех.и}}$, соответствующее идеальному протеканию процесса. В последующем вводят поправку на необратимость – *относительный внутренний КПД* $\eta_{\text{Гі}}$: значение $l_{\text{тех.и}}$ делят на $\eta_{\text{Гі}}$ в случае компрессора и умножают на $\eta_{\text{Гі}}$ в случае турбины.

Величины $\eta_{\text{Гі}}$ для компрессоров и турбин различного типа приведены в справочниках. Они получены обобщением результатов большого количества экспериментальных исследований. Например, для

машин авиационного типа $\eta_{гi} = 0,88...0,90$ у компрессора и $\eta_{гi} = 0,90...0,92$ у турбины.

5.3. Методология решения задачи

Как следует из сказанного выше, относительный внутренний КПД $\eta_{гi}$, оценивающий степень необратимости рабочего процесса газовых машин, введен как $\eta_{гi} = l_{\text{тех.р}}/l_{\text{тех.и}}$ для турбин и $\eta_{гi} = l_{\text{тех.и}}/l_{\text{тех.р}}$ для компрессоров. Здесь $l_{\text{тех.и}}$, $l_{\text{тех.р}}$ – техническая работа машины в случаях идеального (обратимого) и реального (необратимого) протекания процессов соответственно.

Чтобы найти коэффициент $\eta_{гi}$ по приведенным соотношениям, нужно согласно формулам (5.2) и (5.3) измерить в опыте значения соответствующих полных параметров. Величины T_1^0 , p_1^0 , p_2^0 измеряют непосредственно, а для определения полных энтальпий i_1^0 , i_2^0 используют калорическое уравнение состояния рабочего тела. Если принять, что последнее представляет собой идеальный газ с постоянной теплоемкостью, то уравнение $di = c_p dT$ после интегрирования с применением полных параметров дает $i_1^0 - i_2^0 = c_p (T_1^0 - T_2^0)$. Таким образом, в опыте следует измерить значения полных температур и давлений на входе и выходе машины.

Для упрощения экспериментальной установки и уменьшения эксплуатационных затрат в качестве исследуемых объектов целесообразно взять компрессор и турбину от турбохолодильного агрегата (ТХА) авиационной системы вентиляции. Преимуществом такого решения является то, что в таком ТХА обе машины, объединенные в один компактный узел, работают на воздухе, имея небольшую мощность.

5.4. Опытная установка

Схема соответствующей установки изображена на рис. 5.2. Кроме собственно компрессора K и турбины T , образующих блок 1, установка содержит еще датчики и приборы для измерения полных температур T_{ij}^0 и давлений p_{ij}^0 на входе ($j = 1$) и выходе ($j = 2$)

каждой из машин ($i = К$ у компрессора, $i = Т$ у турбины). Избыточные значения $p_{изб}^0$ отсчитывают по манометрам, а для измерения T^0 установлены хромель-копелевые термопары, термоЭДС которых фиксируют по милливольтметрам e_{ij} (холодные спаи термопар помещены в термостат, температуру $T_{ТС}$ в котором измеряют термометром).

Турбина приводится во вращение сжатым воздухом, поступающим по магистрали 2 от внешнего источника. Давление на входе в установку, контролируемое манометром 4, регулируют посредством вентиля 3. Давление перед турбиной и за компрессором изменяют вентилями 5 и 6.

Воздух в компрессор поступает из помещения лаборатории через короткую трубу с лемнискатным входом, что обеспечивает отсутствие потерь полного давления. Поэтому полное давление на входе в компрессор $p_{к1}^0$ равно атмосферному p_a .

Кроме указанных средств измерения, установка снабжена двумя газодинамическими расходомерами, позволяющими контролировать расход воздуха через турбину и компрессор. Оба расходомера подсоединены к U-образным водяным манометрам, фиксирующим перепады давлений $\Delta p_{ш}$ и $\Delta p_{вх}$ соответственно. Расходомером компрессора служит упомянутый выше лемнискатный вход подводящей трубы (см. рис. 5.2)

5.5. Порядок проведения опыта

Перед началом эксперимента включают питание милливольтметров и термостата, а также записывают значения параметров атмосферы (p_a, T_a) и температуры $T_{ТС}$ в термостате (после достижения стационарных показаний соответствующего термометра). Полностью открывают вентили 3 и 6, а вентиль 5 закрывают, после чего дают команду на подачу воздуха по магистрали 2. Когда избыточное давление в ней станет равным 3,5...4 бар (показание манометра 4), приступают к выполнению опыта в следующем порядке.

1. Приоткрывая вентиль 5, устанавливают перед турбиной избыточное давление $p_{Т1_{изб}}^0 = 1,5...2$ бар.

2. Прикрывая вентиль 6, достигают за компрессором избыточного давления $p_{к2_{изб}}^0 = 0,12$ бар.

3. Обеспечивают установление стационарного режима работы, что контролируют проверкой показаний приборов для измерения p^0 и T^0 (здесь может потребоваться дополнительная регулировка вентилей 5 и 6).

4. Записывают показания всех манометров $p_{ij\text{изб}}^0$ и фиксируют перепады давления на расходомерах турбины ($\Delta p_{\text{шт}}$) и компрессора ($\Delta p_{\text{вх}}$).

5. Записывают показания всех милливольтметров ϵ_{ij} и проверяют значение температуры $T_{\text{ТС}}$ в термостате.

По завершении опыта дают команду на прекращение подачи воздуха магистралью 2 и переводят вентили 3, 5, 6 в исходное положение. Выключают питание милливольтметров и термостата.

5.6. Последовательность обработки результатов

Сначала по формуле $p_{ij}^0 = p_{\text{изб}ij}^0 + p_a$ рассчитывают полные давления на входе ($j = 1$) и выходе ($j = 2$) компрессора ($i = \text{К}$) и турбины ($i = \text{Т}$). Далее находят полные температуры T_{ij}^0 по записанным значениям ϵ_{ij} , используя таблицы «перевода» милливольт в кельвины для хромель-копелевых термопар. При этом учитывают, что термоЭДС ϵ_{ij} здесь пропорциональны разностям $T_{ij}^0 - T_{\text{ТС}}$.

Определив значения полных давлений и температур на входе и выходе компрессора и турбины, приступают к расчету идеальных и реальных работ этих машин по формулам (5.3) и (5.2) соответственно. С учетом принятого в подразд. 5.4 допущения об идеальности газа реальную техническую работу находят по модифицированной зависимости

$$l_{\text{тех.р}} = c_p (T_1^0 - T_2^0), \quad (5.4)$$

где $c_p = 1005 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Полученные величины идеальной $l_{\text{тех.и}}$ и реальной $l_{\text{тех.р}}$ работ компрессора и турбины позволяют вычислить их относительный внутренний КПД $\eta_{\text{ГТ}}$ согласно определениям, введенным в подразд. 5.3.

Найденные значения $\eta_{гi}$ сравнивают с рекомендованными в подразд. 5.2.

При необходимости определения секундных массовых расходов воздуха через турбину и компрессор их рассчитывают по формулам

$$\dot{m}_T = 0,7976 \cdot 10^{-3} \sqrt{2\rho_{T2}\Delta p_{III}}; \quad (5.5)$$

$$\dot{m}_K = 1,8424 \cdot 10^{-3} \sqrt{2\rho_a\Delta p_{BX}}. \quad (5.6)$$

Здесь плотность воздуха в атмосфере ρ_a и за турбиной ρ_{T2} находят согласно уравнению Клапейрона при значении газовой постоянной $R_B = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Значения \dot{m}_T и \dot{m}_K могут быть использованы для определения мощности компрессора и турбины: $N = \dot{m}l_{\text{тех.р}}$.

5.7. Контрольные вопросы

1. Насколько обоснованно предположение об адиабатности рабочего процесса компрессоров и турбин?
2. Почему реальная работа газовой машины отличается от вычисленной по формуле (5.3)?
3. При каких условиях техническая работа равна располагаемой?
4. Как наглядно показать несовпадение идеальной $l_{\text{тех.и}}$ и реальной $l_{\text{тех.р}}$ работ компрессора?
5. Не противоречит ли неравенство $l_{\text{тех.р}} > l_{\text{тех.и}}$ у компрессора утверждению о том, что реальные процессы всегда дают худший результат, чем идеальные?
6. Что такое относительный внутренний КПД газовой машины?
7. Почему относительный внутренний КПД у турбин больше, чем у компрессоров?
8. Что такое полные энтальпия, температура, давление?
9. Почему в данной лабораторной работе в качестве объектов исследования взяты компрессор и турбина турбохолодильного агрегата?
10. Как наглядно показать, что техническая работа машины зависит от вида термодинамического процесса, осуществляемого в ней?
11. Может ли зависеть значение относительного внутреннего КПД газовой машины от расхода газа?
12. Пригодно ли соотношение (5.4) для расчета технической работы паровой турбины?

ИНЖЕНЕРНАЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Лабораторная работа № 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ
СТАЦИОНАРНЫМ МЕТОДОМ

6.1. Задача исследования

Определить значение коэффициента теплопроводности заданного материала и сопоставить его со справочными данными.

6.2. Исходные положения

Теплопроводностью называют разновидность теплообмена, при которой передача теплоты в среде с неоднородным распределением температуры происходит в результате хаотического движения и взаимодействия микрочастиц среды (например, электронов в металлах, молекул в газах и др.).

Связь между результатом процесса и его «движущим фактором» в теории теплопроводности выражает *закон Фурье*. Согласно ему вектор плотности теплового потока \vec{q} пропорционален вектору градиента температуры T :

$$\vec{q} = -\lambda \text{grad}T, \quad (6.1)$$

или

$$\vec{q} = -\lambda \vec{\nabla}T. \quad (6.2)$$

Множитель λ называют *коэффициентом теплопроводности*; он характеризует способность конкретной среды «проводить» (пропускать) определенное количество теплоты при заданном градиенте температуры. Величина λ входит также в уравнение теплопроводности, которое в большинстве случаев является исходным для поиска поля температуры. Без знания значения λ нельзя в окончательном виде получить решение какой бы то ни было задачи теплопроводности. При решении таких задач (определении полей T и \vec{q}) величину λ считают заданной; значение λ берут из справочников по теплофизическим свойствам веществ.

Экспериментально установлено, что коэффициент теплопроводности зависит от температуры, а у газов – еще и от давления. Разра-

ботка методов и средств опытного определения величины λ составляет важную часть учения о теплообмене.

6.3. Методология решения задачи

В основу экспериментального исследования зависимости $\lambda = \lambda(T, p)$ в случае стационарного процесса теплопроводности естественно положить сам закон Фурье. Значение λ можно рассчитать по уравнению (6.2), если предварительно опытным путем определены поля $\vec{q}(x, y, z)$ и $\vec{\nabla}T = \vec{i}(\partial T/\partial x) + \vec{j}(\partial T/\partial y) + \vec{k}(\partial T/\partial z)$.

Эксперимент существенно упростится при обеспечении одномерности этих полей. Ее можно достигнуть в случаях плоской, цилиндрической и сферической геометрии задачи теплопроводности, т.е. при указанных формах «стенки» – слоя исследуемого материала, через который «пропускают» равномерно распределенный тепловой поток.

Для реализации метода плоской стенки образец материала в виде диска следует поместить между плоскими поверхностями нагревателя и «холодильника», обеспечивающих равномерность «подачи» и «съема» теплоты. При этом будет $\vec{q} = \vec{n}q$ и $q \text{ grad } T = \vec{n}(dT/dn)$, где \vec{n} – нормаль к упомянутым поверхностям. Здесь можно принять $q = Q/A$ и $dT/dn = \Delta T/\delta$, где Q – тепловой поток, создаваемый нагревателем; A – площадь его теплоотдающей поверхности, равная площади плоской поверхности дискового образца; ΔT – перепад температуры на толщине δ образца. Эти формулы пригодны, если весь поток Q , равномерно распределенный по площади A , проходит через образец исключительно в направлении \vec{n} , а температура изменяется по толщине образца линейно (для чего нужно еще условие $\lambda = \text{const}$). В итоге из закона Фурье следует такая связь между Q и $\Delta T = T_1 - T_2$:

$$Q = A\lambda(T_1 - T_2)/\delta, \quad (6.3)$$

где T_1 и T_2 – температуры поверхностей образца, примыкающих соответственно к нагревателю и холодильнику. Из этой формулы можно найти коэффициент теплопроводности λ .

В методе цилиндрической стенки образец представляет собой коаксиальный цилиндр высотой l , размещенный между цилиндрическими поверхностями нагревателя и холодильника (нагреватель обычно помещают «внутри» цилиндра). Если в таком наборе элементов тепловой системы исключить «растекание» теплоты по высоте l , то весь тепловой поток будет направлен по радиусу r цилиндра от

внутренней его поверхности (радиуса r_1) к наружной (радиуса r_2). Тогда при $\lambda = \text{const}$ и равномерных по площадям соприкосновения подаче и съеме теплоты связь между тепловым потоком, создаваемым нагревателем, и температурами упомянутых поверхностей T_1 и T_2 имеет вид

$$Q = \frac{2\pi\lambda l(T_1 - T_2)}{\ln(r_2/r_1)}. \quad (6.4)$$

Соответствующая формула для сферической стенки выглядит так:

$$Q = \frac{4\pi\lambda(T_1 - T_2)}{1/r_1 - 1/r_2}. \quad (6.5)$$

Здесь T_1 и T_2 – температуры внутренней (радиуса r_1) и наружной (радиуса r_2) поверхностей сферического слоя исследуемого материала; Q – тепловой поток, созданный нагревателем (установлен «внутри» полый сферы). Предполагается, что и в этом случае $\lambda = \text{const}$, а нагреватель и холодильник обеспечивают равномерное распределение теплоты по примыкающим к ним поверхностям образца.

Если указанная равномерность достигнута, то в методе сферической стенки нет необходимости в дополнительных мерах по гарантированию одномерности полей \vec{q} и T . Без таких мер нельзя обойтись в методах плоской и цилиндрической стенок из-за наличия «краевого эффекта» – утечки теплоты через края образца (цилиндрическую поверхность диска в первом методе и торцы цилиндра – во втором).

Чтобы устранить краевой эффект, надо установить примыкающие к указанным поверхностям «охранные» нагреватели, «запирающие» тепловой поток через них. Однако такое решение усложняет конструкцию опытной установки и увеличивает время проведения опыта (придется регулировать дополнительные нагреватели). Есть другой выход из этой ситуации – не устранять краевой эффект, а исключить его влияние на результаты опыта. Здесь исходят из того, что «утечка» теплоты через края образца не влияет на одномерность теплового потока в небольшой области образца, содержащей ось или плоскость симметрии тепловой задачи. Если выполнить все измерения в этой области, то влияние краевого эффекта практически не проявится. Единственная проблема при реализации такого решения – понадобятся миниатюрные датчики теплового потока.

Из сказанного следует, что для определения коэффициента теплопроводности предпочтителен метод сферической стенки. Однако изготовление полых сферических образцов из твердого материала

затруднительно. Поэтому на практике этот метод применяют только для сыпучих, жидких и газообразных веществ. При определении λ твердых материалов используют метод плоской стенки, дополнив его упомянутым выше приемом минимизации влияния краевого эффекта.

6.4. Опытная установка

Метод сферической стенки реализован в установке, схема которой изображена на рис. 6.1. «Ядро» установки составляют две полые сферы 1 и 2, размещенные концентрически с помощью игольчатых упоров 3; такие же упоры 4 крепят наружную сферу к основанию 5. Внутренняя сфера (ее наружный диаметр равен 86 мм) является нагревателем; в ней электрическая спираль 6 расположена так, что обеспечивается равномерное распределение теплового потока на поверхности сферы. Этому способствуют также большая толщина стенки ($\delta_B = 18$ мм) и материал сферы (медь). Наружная сфера (с внутренним диаметром 178 мм) также выполнена из меди; она играет роль холодильника, ибо ее поверхность контактирует с атмосферой. В пространство между сферами засыпан кварцевый песок, коэффициент теплопроводности которого и находят в опыте с использованием формулы (6.5).

Чтобы определить тепловой поток Q , создаваемый нагревателем, цепь питания спирали 6 снабжена вольтметром 7 и амперметром 8; мощность нагревателя регулируют автотрансформатором 9. Температуру обращенных к слою песка поверхностей нагревателя (T_1) и холодильника (T_2) измеряют посредством зачеканенных в них хромель-копелевых термопар (по три термопары в каждой сфере). Их электродвижущую силу e_i ($i = 1 - 6$) фиксируют с помощью милливольтметра 10; он же выполняет функцию холодного спая. Термопары подсоединены к прибору 10 через переключатель 11.

Основными элементами установки для определения коэффициента теплового потока методом плоской стенки являются плоские электрический нагреватель и водяной холодильник. Их корпуса представляют собой массивные медные диски, что в сочетании с «густым» размещением электроспиралей и каналов для прохода воды гарантирует равномерное распределение теплового потока через исследуемый образец, расположенный между нагревателем и холодильником. Последний закреплен на станине, а нагреватель связан с подвижным штоком. Расстояние между обращенными к образцу поверхностями нагревателя и холодильника фиксируется индикатором, корпус которого прикреплен к станине, а подвижная ножка упирается в вырез штока.

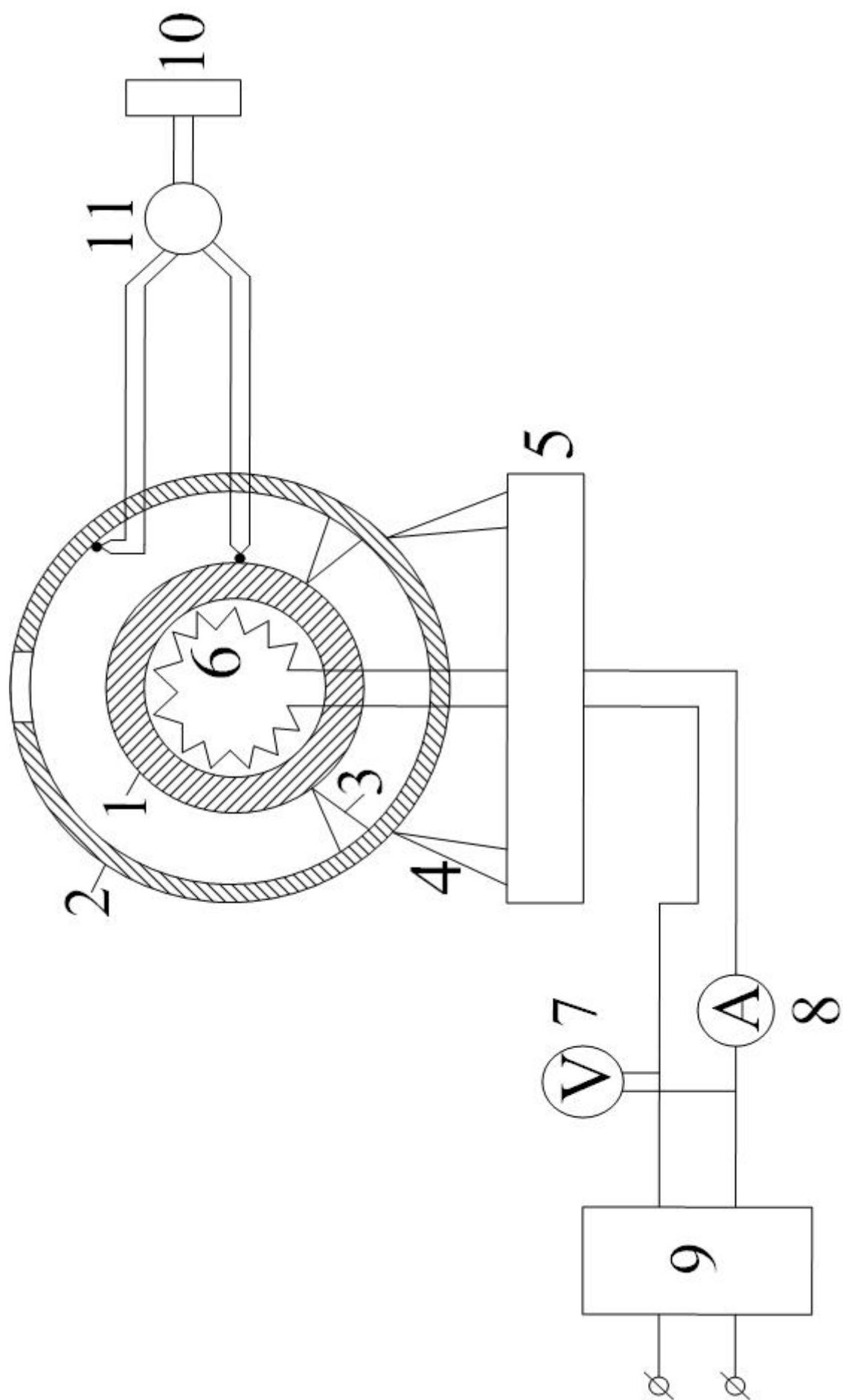


Рис. 6.1

Между указанными поверхностями помещен не только образец, но и две «подложки» из эластичной резины, содержащие горячие спаи хромель-алюмелевых термопар для измерения температур образца – T_1 на стороне нагревателя и T_2 на стороне холодильника. Надежный контакт термопар с образцом обеспечивают с помощью штока и груза, плотно зажимая образец с подложками между нагревателем и холодильником. ЭДС термопар фиксируют милливольтметром, соединенным с термопарами через переключатель.

Так же измеряют сигнал e_d миниатюрного датчика теплового потока, установленного по центру поверхности холодильника, обращенной к образцу. Умножив значение e_d , мВ, на тарировочный коэффициент датчика $k_d = 71,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{мВ})$, получают плотность теплового потока q , «пронизывающего» образец в его приосевой зоне (здесь же расположены упомянутые выше термопары).

Величины q , T_1 , T_2 и толщина δ образца позволяют найти коэффициент теплопроводности исследуемого материала по формуле (6.3). Определяя значение δ по показаниям индикатора, учитывают толщину резиновых подложек.

6.5. Порядок проведения опыта

Поскольку в обоих методах коэффициент теплопроводности определяется в стационарном тепловом режиме, для достижения которого требуется определенное время, установки готовят к работе до начала занятий.

Перед опытом уже известны материал и толщина исследуемых образцов; кроме этой информации, в протокол записывают значение комнатной температуры T_K и константы установок: r_1 и r_2 при работе по методу сферической стенки и k_d при использовании метода плоской стенки.

В ходе эксперимента на установке «сферическая стенка» необходимо записать показания вольтметра V и амперметра I , после чего фиксировать показания e_i милливольтметра, поочередно соединяя с ним термопары ($i = 1 - 6$).

Проводя опыт на установке «плоская стенка», надо последовательно подключить к милливольтметру датчик теплового потока и термопары, записав соответствующие показания e_d , e_1 , e_2 .

6.6. Последовательность обработки результатов

Обработку результатов опыта начинают с определения величин, характеризующих количество теплоты: мощности нагревателя $Q = VI$ в методе сферической стенки и плотности теплового потока $q = e_d k_d$ в методе плоской стенки.

Далее приступают к вычислению температур T_j поверхностей образца со стороны нагревателя (T_1) и холодильника (T_2), используя таблицы «перевода» милливольт в кельвины для соответствующих термопар (хромель-копель в первой установке и хромель-алюмель – во второй). При этом учитывают, что термоЭДС e_j пропорциональны разностям $T_j - T_k$, поскольку в обеих установках функцию холодных спаев термопар выполняет милливольтметр, находящийся при комнатной температуре T_k . Для установки «сферическая стенка» предварительно осредняют значения термоЭДС групп термопар, размещенных с одной стороны слоя исследуемого материала: $e_j = \sum e_{ij} / 3$.

В завершение рассчитывают коэффициент теплопроводности λ материала образцов по формулам (6.3) и (6.5); полученные результаты сравнивают со справочными данными. Заметим, что опытные величины λ следует относить к средней температуре образца $T_{cp} = (T_1 + T_2) / 2$.

6.7. Контрольные вопросы

1. Какой процесс определяют термином «теплопроводность»?
2. Какую величину называют коэффициентом теплопроводности?
3. Какова размерность коэффициента λ ?
4. В чем состоит важность знания величины коэффициента теплопроводности?
5. От чего зависит значение коэффициента λ ?
6. Что лежит в основе опытного определения коэффициента теплопроводности?
7. Какая геометрия задачи теплопроводности предпочтительна применительно к опытному определению λ ?
8. Что такое «краевой эффект» и как он влияет на точность определения коэффициента теплопроводности?

9. В чем сравнительные преимущества и недостатки плоской, цилиндрической и сферической геометрии слоя исследуемого материала?

10. Каковы способы минимизации влияния краевого эффекта на точность определения коэффициента λ ?

11. Какими могут быть принцип действия и устройство датчика теплового потока?

12. Влияет ли взаимное расположение нагревателя и холодильника в установке «плоская стенка» на точность определения λ ?

13. Какой должна быть процедура измерения толщины образца на установке «плоская стенка»?

Лабораторная работа № 7

ВНУТРЕННИЙ ТЕПЛООБМЕН ТРУБЫ С ПОТОКОМ ГАЗА

7.1. Задача исследования

Определить среднее по длине значение коэффициента теплоотдачи между трубой и прокачиваемым по ней воздухом; сравнить полученный результат со справочными данными.

7.2. Исходные положения

Внутренний теплообмен труб (каналов) с потоком газа определяется, главным образом, той разновидностью процессов теплопереноса, которую называют *конвекцией*. Она обусловлена перемещением макрообъемов *текучей среды* (жидкости или газа) в пространстве с неоднородным полем температуры. Ввиду молекулярного строения жидкостей и газов конвекция всегда сопровождается теплопроводностью (см. подразд. 6.2). Совместный перенос теплоты в текущей среде посредством конвекции и теплопроводности именуют *конвективным теплообменом*.

В рассматриваемом случае речь идет о конвективном теплообмене при *вынужденном движении* текущей среды. Так называют ее пространственное перемещение за счет поверхностных сил, приложенных на границах системы (чаще всего перепада давления, создаваемого внешним источником).

Для инженерной практики наибольший интерес представляет конвективный теплообмен в области контакта текущей среды с твердым телом. В этом случае говорят о *теплоотдаче*; последняя подчиняется закону *Ньютона – Рихмана*

$$q_n = \alpha(T_w - T_f). \quad (7.1)$$

Коэффициент пропорциональности α между плотностью теплового потока q_n (отнесена к поверхности твердого тела с внешней нормалью \vec{n}) и температурным напором $\Delta T_{wf} = T_w - T_f$ (разностью характерных температур поверхности T_w и текучей среды T_f) называют коэффициентом теплоотдачи. Он характеризует интенсивность процесса, представляя собой количество теплоты, прошедшей в единицу времени через единицу поверхности твердого тела при единичном температурном напоре.

Использование выражения (7.1) в инженерных расчетах предполагает, что значения T_w и T_f известны. Поэтому основной задачей конвективного теплообмена как раздела науки о теплопереносе является нахождение коэффициента теплоотдачи α . Большинство соотношений для вычисления α , используемых в расчетной практике, получено экспериментально. Они представляют собой критериальные уравнения – связи безразмерной величины коэффициента теплоотдачи с обобщенными переменными, которые численно характеризуют факторы, влияющие на интенсивность теплообмена. К числу их относятся особенности движения текучей среды, ее теплофизические свойства, геометрия задачи.

В частности, при вынужденном течении в трубах значение α зависит от продольной координаты, если рассматривается теплоотдача на входном (начальном) участке, где происходит формирование динамического и теплового пограничных слоев с постепенным увеличением их толщины. Когда погранслоем заполнит все сечение трубы, течение и теплообмен стабилизируются, так что в дальнейшем коэффициент теплоотдачи остается неизменным.

В большинстве случаев расчету подлежит величина $\bar{\alpha}$ – среднее по длине l трубы значение коэффициента теплоотдачи. Если труба короткая, это значение существенно зависит от l/d , а у длинных труб влиянием начального участка можно пренебречь. Здесь термины «короткая» или «длинная» соотнесены с длиной начального участка, которая определяется, в основном, обстоятельствами течения на входе в трубу. Например, при турбулентном режиме течения, который характерен для большинства практических задач, термический начальный участок соответствует длине $l/d \sim 50$.

7.3. Методология решения задачи

В основу опытного определения коэффициента теплоотдачи при стационарном процессе теплообмена естественно положить закон Ньютона – Рихмана. Значение α можно рассчитать по уравнению

(7.1), если предварительно измерить величины Q_n , T_w , T_f при прокачке (посредством вентилятора или компрессора) воздуха через нагреваемую трубу.

Способ нагрева зависит от вида граничных условий, для которых требуется определить коэффициент теплоотдачи. Если задано условие $T = \text{const}$, необходим обогрев трубы паром, при граничном условии $q = \text{const}$ допустим электрообогрев с помощью спирали, «намотанной» на трубу, или пропусканием тока непосредственно по трубе.

Чтобы упростить опытную установку, выбираем последний вариант нагрева трубы, а величину Q_n будем определять по теплоте, воспринятой воздухом:

$$Q_n = \frac{\dot{m} c_p (T_{f_{\text{ВЫХ}}} - T_{f_{\text{ВХ}}})}{\pi d_B l}. \quad (7.2)$$

Здесь \dot{m} – секундный массовый расход воздуха; c_p – его удельная теплоемкость при постоянном давлении; $T_{f_{\text{ВЫХ}}}$ и $T_{f_{\text{ВХ}}}$ – средняя по сечению температура воздуха на выходе и входе мерного участка трубы; d_B – внутренний диаметр трубы; l – длина участка.

Измерение температур $T_{f_{\text{ВЫХ}}}$ и $T_{f_{\text{ВХ}}}$, которые нужны и для определения температурных напоров ΔT_{wf} , можно выполнить посредством термопар, введенных в поток. Чтобы найти ΔT_{wf} , надо еще измерить температуру стенки T_w , «зачеканив» дополнительные термопары на внутренней поверхности трубы.

Зная $T_{f_{\text{ВЫХ}}}$ и $T_{f_{\text{ВХ}}}$, а также соответствующие температуры стенки $T_{w_{\text{ВЫХ}}}$ и $T_{w_{\text{ВХ}}}$, можно найти температурные напоры $\Delta T_{wf_i} = T_{w_i} - T_{f_i}$ на входе ($i = \text{ВХ}$) и выходе ($i = \text{ВЫХ}$) мерного участка. Это позволяет определить среднелогарифмическое значение напора для всего участка:

$$\overline{\Delta T_{wf}}^L = \frac{\Delta T_{wf}^B - \Delta T_{wf}^M}{\ln(\Delta T_{wf}^B / \Delta T_{wf}^M)}, \quad (7.3)$$

где индексами «Б» и «М» помечены больший и меньший из температурных напоров ΔT_{wf_i} . После этого вычисляют соответствующее

$\overline{\Delta T}_{wf}^{\text{л}}$ значение коэффициента теплоотдачи $\overline{\alpha}$, пользуясь законом Ньютона – Рихмана.

В задачу исследования входит еще сравнение полученной величины $\overline{\alpha}$ со справочными данными (значением $\overline{\alpha}$, вычисленным по критериальному уравнению). При этом из справочника надо брать уравнение, отвечающее условиям проведения опыта (геометрии задачи, граничному условию, режиму течения). В большинстве случаев в аэрокосмической технике реализуется турбулентный режим; на него и нужно «настроить» опытную установку (задав соответствующую величину расхода \dot{m}). В таком случае справочное значение $\overline{\alpha}$ следует из критериального уравнения

$$\overline{Nu}_{fd} = 0,021 Re_{fd}^{0,8} Pr_f^{0,43} (Pr_f / Pr_w)^{0,25} \overline{\varepsilon}_l, \quad (7.4)$$

где критерии Нуссельта Nu , Рейнольдса Re и Прандтля Pr_f определены по свойствам текучей среды при ее среднемассовой температуре \overline{T}_f ; характерным линейным размером в числах Nu и Re есть внутренний диаметр трубы d_B . Множитель (Pr_f / Pr_w) учитывает величину температурного напора и направление теплового потока (при вычислении числа Pr_w свойства среды берут при средней температуре стенки \overline{T}_w). Поправку на длину трубы $\overline{\varepsilon}_l$ можно вычислить по приближенной формуле $\overline{\varepsilon}_l \approx 1 + 2/(l/d_B)$.

7.4. Опытная установка

В соответствии с методологией решения задачи исследования опытная установка представляет собой прямую трубу с внутренним диаметром $d_B = 20$ мм, через которую проходит воздух, подаваемый компрессором. Рабочий участок трубы длиной $l = 2,5$ м изолирован от подводящего и отводящего трубопроводов в электрическом и тепловом отношениях; он подсоединен к электрической сети, в которую введены трансформатор тока, амперметр и вольтметр.

В подводящий трубопровод встроен газодинамический расходомер; избыточное давление $p_{изб}$ перед расходомером и перепад давления Δp_p на нем измеряют водяными U-образными манометрами. Здесь же размещена хромель-копелевая термопара для измерения температуры T_{II} подаваемого воздуха.

Температуру воздуха T_{f_j} и стенки T_{w_j} в пределах рабочего участка измеряют в восьми мерных сечениях ($j = 1-8$) посредством хромель-копелевых термопар, введенных в поток (с термоЭДС e_{f_j}) и зачеканенных во внутреннюю поверхность трубы (с термоЭДС e_{w_j}). Все термопары через многопозиционный переключатель могут быть подсоединены к милливольтметру (он же играет роль холодного спаи термопар). Длины мерных участков между упомянутыми сечениями таковы: $l_{1,2} = 100$ мм, $l_{2,3} = 150$ мм, $l_{3,4} = 250$ мм, $l_{j,j+1} = 500$ мм при $j = 4-7$.

7.5. Порядок проведения опыта и обработки его данных

До начала занятий сотрудники лаборатории запускают установку и выводят ее на стационарный режим с заданной мощностью нагрева и расходом воздуха, обеспечивающим турбулентное течение его.

Перед опытом студенты вносят в протокол атмосферное давление p_a и комнатную температуру T_k . Далее записывают показания U-образных манометров ($p_{изб}$, Δp_p) и величину ЭДС термопар e_{w_j} и e_{f_j} ($j = 1-8$), поочередно подключая их к милливольтметру (фиксируют также сигнал e_{Π} термопары, размещенной перед расходомером).

7.6. Последовательность обработки результатов

Сначала по значениям e устанавливают величины T , пользуясь таблицей «перевода» милливольт в кельвины для хромель-копелевых термопар (при этом учитывают, что холодные спаи термопар находятся при комнатной температуре T_k).

Далее вычисляют величины, необходимые для расчета Q_{Π} , и саму плотность теплового потока:

– давление подаваемого воздуха (перед расходомером):

$$p_{\Pi} = p_{изб} + p_a;$$

– плотность воздуха здесь – по уравнению Клапейрона:

$$\rho_{\Pi} = p_{\Pi} / (RT_{\Pi}), \text{ где } R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

– расход воздуха: $\dot{m} = 0,552 \cdot 10^{-4} \sqrt{2\rho_{\text{п}} \Delta p_{\text{р}}}$, кг/с, где $\Delta p_{\text{р}}$ подставляют в паскалях;

– значения $Q_{\text{п}}$ для мерных участков между первым и последующими сечениями – по формуле (7.2), приняв $c_{\text{р}} = 1005$ Дж/(кг·К).

Затем находят величины, необходимые для расчета $\bar{\alpha}$, и сам коэффициент теплоотдачи:

– температурные напоры в мерных сечениях: $\Delta T_{\text{wf}_j} = T_{\text{w}_j} - T_{\text{f}_j}$, где $j = 1 - 8$;

– среднелогарифмические температурные напоры на упомянутых выше мерных участках – по формуле (7.3);

– средние по длине мерных участков опытные значения коэффициента теплоотдачи – по формуле $\bar{\alpha} = q_{\text{п}} / \Delta T_{\text{wf}}^{\text{л}}$.

После этого приступают к расчету соответствующих справочных значений $\bar{\alpha}$, пользуясь критериальным уравнением (7.4), в котором величины $Pr_{\text{ф}}$ и $Pr_{\text{в}}$ берут по справочнику, а критерий Рейнольдса определяют по формуле $Re = 4\dot{m} / (\pi d_{\text{в}} \mu)$; динамический коэффициент вязкости μ воздуха также берут по справочнику. Найдя критерий Нуссельта \overline{Nu} для рассматриваемых участков, вычисляют величины $\bar{\alpha}$ по соотношению $\overline{Nu} = \bar{\alpha} d_{\text{в}} / \lambda$ (коэффициент теплопроводности λ воздуха берут по справочнику).

7.7. Контрольные вопросы

1. Что называют конвекцией в теории теплопереноса?
2. Каков смысл термина «конвективный теплообмен»?
3. Что именуют теплоотдачей?
4. Какова формулировка закона Ньютона – Рихмана?
5. Что называют коэффициентом теплоотдачи?
6. Какова размерность коэффициента теплоотдачи?
7. От чего зависит коэффициент теплоотдачи?
8. Почему α изменяется по длине входного участка трубы?
9. Что определяют термином «температурный напор»?
10. Почему для реализации граничного условия $T = \text{const}$ в опытной установке следует использовать паровой обогрев?
11. Действительно ли определение $Q_{\text{п}}$ по формуле (7.2) позволяет упростить опытную установку?

12. На каком основании утверждается, что холодные спаи термопар находятся при комнатной температуре?

13. При каких температурах следует брать значения Pr , μ , λ в ходе вычисления справочных значений $\bar{\alpha}$?

Лабораторная работа № 8

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ ЦИЛИНДРА

8.1. Задача исследования

Определить среднюю по контуру сечения величину коэффициента теплоотдачи кругового цилиндра при вынужденном поперечном обтекании его воздухом; сравнить полученный результат со справочными данными.

8.2. Исходные положения

Рассматриваемый процесс является разновидностью *конвективного теплообмена* при вынужденном течении среды; основные понятия и определения, касающиеся такого теплообмена, даны в подразд. 7.2. В отличие от описанного там теплообмена в трубе здесь идет речь о *внешней задаче* – теплоотдаче твердого тела при обтекании его неограниченным потоком среды.

В таких задачах интенсивность теплоотдачи определяется тремя факторами: теплофизическими свойствами среды, состоянием потока и видом обтекаемого тела. Последнее обстоятельство особенно важно – с ним связан характер течения в непосредственной близости от поверхности тела.

Рассмотрим особенности поперечного обтекания кругового цилиндра (они обусловлены вязкостью среды и неравномерным вдоль контура сечения распределением давления). Из-за вязкости на «лобовой» части поверхности цилиндра образуется *динамический погранслой*, толщина δ которого нарастает по контуру сечения (при больших числах Рейнольдса Re_δ ламинарный погранслой переходит в турбулентный). С неравномерным распределением давления связан *отрыв пограничного слоя* в «кормовой» зоне течения (здесь давление увеличивается вдоль потока). Этот отрыв сопровождается образованием крупномасштабных вихрей и носит периодический характер; положение точки отрыва зависит от величины градиента давления и вида погранслоя.

Описанный характер обтекания приводит к существенной неравномерности распределения *локальных* коэффициентов теплоотдачи

α_φ вдоль контура сечения. Ввиду нарастания толщины пограничного слоя значение α_φ падает по контуру, начиная от передней критической точки. В месте перехода ламинарного погранслоя в турбулентный величина α_φ резко возрастает, а в дальнейшем вновь начинает падать. Второй подъем локального коэффициента теплоотдачи соответствует зоне отрыва пограничного слоя.

В инженерных расчетах обычно используют критериальные уравнения (см. подразд. 7.2) для *среднего* по контуру значения коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$. Например, в диапазоне чисел Рейнольдса $10^3 < Re_{fd} < 2 \cdot 10^5$, который встречается чаще всего, критериальное уравнение имеет вид

$$\overline{Nu}_{fd} = 0,25 Re_{fd}^{0,6} Pr_f^{0,43} (Pr_f / Pr_w)^{0,25}. \quad (8.1)$$

Здесь в числах подобия характерными являются диаметр цилиндра d , температура T_f и скорость W_f потока; критерий Pr_w вычислен по свойствам среды, взятым при средней температуре \bar{T}_w поверхности цилиндра.

8.3. Методология решения задачи

Она сходна с изложенной в подразд. 7.3: средний по контуру сечения цилиндра коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}$ определяют с использованием закона Ньютона – Рихмана (7.1), найдя предварительно среднюю плотность теплового потока $\bar{q} = Q / (\pi dl)$ и средний температурный напор $\Delta T_{wf} = \bar{T}_w - T_f$. Здесь Q – мощность нагревателя, размещенного в цилиндре с наружным диаметром d и длиной l ; \bar{T}_w – средняя температура поверхности цилиндра; T_f – температура потока, обдувающего цилиндр.

Обогреваемый цилиндр следует установить поперек плоского равномерного потока (его можно создать вентилятором, расположенным в канале соответствующей геометрии). При граничном условии $q = \text{const}$ возможен электрообогрев, тогда мощность нагревателя $Q = UI$ определится напряжением U питающей сети и силой тока I в ней.

Поскольку в задачу исследования входит также сравнение опытного значения $\bar{\alpha}$ со справочным, что предусматривает использование критериального уравнения (8.1) с вычислением критерия Рейнольдса

$Re_{fd} = w_f d / \nu_f$, необходимо еще измерять скорость набегающего потока w_f (кинематический коэффициент вязкости ν_f берут по справочнику, зная температуру потока T_f).

8.4. Опытная установка

Согласно изложенному выше, «ядром» установки является толстостенный полый цилиндр из меди ($d = 60$ мм, $l = 200$ мм), содержащий внутри электрическую спираль, в сеть питания которой введены автотрансформатор, амперметр и вольтметр. Цилиндр расположен поперек равномерного потока воздуха, создаваемого «всасывающим» вентилятором в канале прямоугольного сечения с плавным входом. Торцы цилиндра и места его крепления теплоизолированы.

На один из торцов цилиндра выведены «концы» восьми медь-константановых термопар, горячие спаи которых «зачеканены» в наружную поверхность обдуваемой части цилиндра. С помощью многопозиционного переключателя каждая из термопар может быть подсоединена к милливольтметру (он же играет роль холодного спаи термопар). Температуру потока измеряет размещенный перед цилиндром термометр. Здесь же находится трубка Прандтля (с помощью ее и подключенного к ней микроманометра определяют скорость набегающего потока).

8.5. Порядок проведения опыта

До начала занятий сотрудники лаборатории запускают установку и выводят ее на стационарный тепловой режим с заданной мощностью нагрева и расходом воздуха, обеспечивающим турбулентное течение его.

Перед опытом студенты заносят в протокол атмосферное давление p_a и комнатную температуру T_k . Далее записывают показания вольтметра U , амперметра I , термометра T_f , микроманометра $\Delta p'_d$ и всех термопар e_i ($i = 1 - 8$), поочередно подключая их к милливольтметру.

8.6. Последовательность обработки результатов

Сначала по значениям e_i устанавливают величины T_i , пользуясь таблицей «перевода» милливольт в кельвины для медьконстантано-

вых термопар (при этом учитывают, что холодные спаи термопар находятся при комнатной температуре T_K).

Далее находят среднюю температуру обдуваемой поверхности $\bar{T}_w = (\sum T_i)/8$, средний температурный напор $\overline{\Delta T}_{wf} = \bar{T}_w - T_f$, среднюю плотность теплового потока $\bar{q} = (UI)/(\pi dl)$ и опытное значение среднего коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_{оп} = \bar{q}/\overline{\Delta T}_{wf}$.

Затем вычисляют плотность воздуха $\rho = (p_a - p_d)/(RT_f)$ и скорость потока $w_f = \sqrt{2p_d/\rho}$. Здесь газовая постоянная $R = 287$ Дж/(кг·К), а динамическое давление в паскалях $p_d = 9,81k_M \Delta p'_d$, где k_M – фактор микроманометра.

Это позволяет установить величину критерия Рейнольдса $Re_{fd} = w_f d / \nu_f$, после чего по уравнению (8.1) определяют значение критерия Нуссельта \overline{Nu}_{fd} и отвечающее ему «справочное» значение $\bar{\alpha}_c = \overline{Nu}_{fd} \lambda_f / d$. Свойства воздуха, необходимые для вычислений, а также критерии Pr_f , Pr_w находят по справочнику.

8.7. Контрольные вопросы

1. Какую задачу конвективного теплообмена называют внешней?
2. Какие факторы определяют интенсивность теплоотдачи во внешних задачах?
3. Будет ли отличаться теплоотдача цилиндра и лопаточного профиля с тем же миделем при прочих равных условиях?
4. Может ли зависеть теплоотдача крылового профиля от угла атаки?
5. Чем определяется «картина» обтекания кругового цилиндра?
6. Каков характер изменения локального коэффициента теплоотдачи по контуру сечения кругового цилиндра?
7. Где размещается максимум локального коэффициента теплоотдачи в лобовой части контура сечения кругового цилиндра?
8. Зависит ли положение точки отрыва пограничного слоя при обтекании кругового цилиндра от вида погранслоя (ламинарного или турбулентного)?
9. Почему опытный цилиндр выполнен из меди с большой толщиной стенки?
10. Каков смысл термина «всасывающий» вентилятор в контексте описания лабораторной установки?

11. Правильно ли выбрано место установки термометра и трубки Прандтля для определения параметров потока T_f и W_f ?

12. Зачем в протокол опыта вносят значения атмосферного давления и комнатной температуры?

13. Можно ли на опытной установке, описанной в подразд. 8.4, исследовать распределение локального коэффициента теплоотдачи по контуру сечения цилиндра?

Лабораторная работа № 9

ТЕПЛООБМЕН ПРИ КИПЕНИИ В УСЛОВИЯХ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ

9.1. Задача исследования

Проверить справедливость имеющихся представлений о «механизме» кипения и пригодность справочных значений коэффициента теплоотдачи при кипении в большом объеме.

9.2. Исходные положения

Кипением называют процесс интенсивного парообразования в капельной жидкости с периодическим возникновением в ней новых поверхностей раздела фаз. Чтобы этот процесс реализовался, необходим определенный *перегрев* жидкости $\Delta T_{fs} = T_f - T_s$ над температурой насыщения T_s . Наиболее часто встречается кипение на твердой поверхности нагрева, обусловленное подводом к ней теплового потока с плотностью q . Перегрев слоя жидкости, прилегающего к этой поверхности (стенке) с температурой T_w , характеризуют *температурным напором* $\Delta T_{ws} = T_w - T_s$, связанным с величиной q .

Опыт показывает, что кипение смачивающей жидкости начинается с образования во впадинах микрошероховатости стенки сферических пузырьков пара; их радиус в момент «зарождения» связан с перегревом $T_w - T_s$ зависимостью

$$R_3 = 2\sigma T_s / [r\rho''(T_w - T_s)], \quad (9.1)$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения; r – удельная теплота парообразования; ρ'' – плотность пара на линии насыщения.

В результате испарения жидкости в пузырек он растет; достигнув радиуса

$$R_0 = 0,010\theta\sqrt{\sigma/[(\rho' - \rho'')g]}, \quad (9.2)$$

пузырек отрывается от поверхности нагрева и всплывает под действием подъемной силы $(\rho' - \rho'')g$. Здесь θ – краевой угол смачивания, ρ' – плотность жидкости на линии насыщения, g – гравитационное ускорение.

Рост пузырьков, их отрыв и всплытие приводят к интенсивному «перемешиванию» пристеночного слоя жидкости, что и обуславливает очень высокие значения коэффициента теплоотдачи при таком *пузырьковом кипении* вследствие отвода от стенки теплоты перегрева $c'\Delta T_{ws}$ (c' – удельная теплоемкость жидкости на линии насыщения). Далее теплота расходуется на испарение жидкости в пузырек в процессе его роста на стенке и последующего всплытия.

Интенсивность теплообмена при кипении тем выше, чем больше количество центров парообразования и частота отрыва пузырьков. Последняя обратно пропорциональна R_0 , а количество центров (ими являются впадины микрошероховатости) увеличивается с ростом ΔT_{ws} , так как при этом уменьшается величина R_3 (пузырьки зарождаются лишь во впадинах, размеры которых достаточны для размещения в них сферы радиусом R_3). Поскольку на режиме пузырькового кипения температурный напор ΔT_{ws} и плотность теплового потока q прямо пропорциональны, с увеличением q коэффициент теплоотдачи α возрастает.

Однако увеличение количества действующих центров парообразования приводит также к тому, что соседние пузырьки становятся все ближе. В конце концов они «сливаются», образуя сплошную паровую пленку на поверхности нагрева. При этом последняя оказывается отделенной от жидкости, вследствие чего коэффициент теплоотдачи резко падает: теплота передается к жидкости через слой пара с малой теплопроводностью. Такой режим «кипения» называют *пленочным*, а его начало рассматривают как *кризис кипения*.

Сказанное иллюстрируется типичной «кривой кипения» (рис. 9.1), характеризующей взаимосвязь коэффициента теплоотдачи α и температурного напора ΔT_{ws} . Участок кривой между значениями ΔT_{ws} , помеченными индексами «п» и «кр», отвечает пузырьковому кипению; при $\Delta T_{ws} > (\Delta T_{ws})_{кр}$ кипение становится пленочным.

Плотность теплового потока $q_{кр}$, при которой наступает кризис кипения, находят по формуле

$$q_{кр} = (0,13...0,16)r\sqrt{\rho''}\sqrt[4]{\sigma g(\rho' - \rho'')}. \quad (9.3)$$

Для воды при атмосферном давлении кризису кипения отвечает значение $(\Delta T_{ws})_{кр} = 25 \text{ К}$ (или $q_{кр} = 8,3 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^3$), что соответствует коэффициенту теплоотдачи $\alpha = 3 \cdot 10^4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Наличие кривых кипения конкретных жидкостей позволяет получить простые зависимости для расчета коэффициентов теплоотдачи. Так, в случае воды развитому пузырьковому кипению отвечает степенная зависимость

$$\alpha = 3,14q^{0,7} p^{0,15}, \quad (9.3)$$

где давление $p = 1 \dots 40 \text{ бар}$.

Все изложенное соответствует кипению жидкости, находящейся в большом объеме, т.е. кипению в условиях естественной (свободной) конвекции.

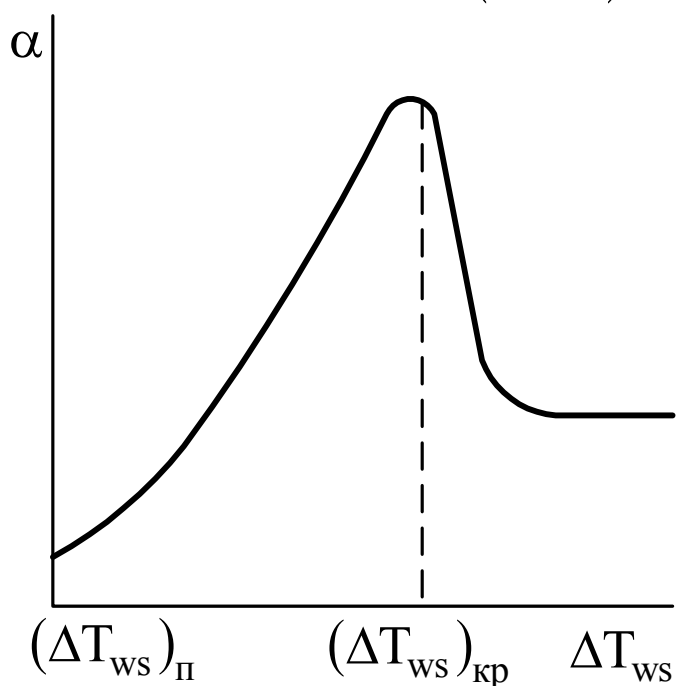


Рис. 9.1

9.3. Методология решения задачи

Наиболее убедительным подтверждением представленных положений о «механизме» процесса кипения будет непосредственное визуальное наблюдение за самим процессом. С учетом рассматриваемых условий кипения (естественная конвекция) этот процесс целесообразно организовать на поверхности нагрева в виде трубки малого диаметра, погруженной в жидкость, которая налита в достаточно большую емкость. Жидкость должна быть прозрачной, наблюдение следует вести «сбоку»; для лучшей видимости можно подсвечивать тот объем жидкости, где непосредственно находится поверхность нагрева.

Чтобы в ходе опыта давление в емкости не менялось, ее паровую полость надо сообщить с атмосферой, но уходящий пар желательно улавливать и после конденсации возвращать в емкость.

Поскольку на поверхностях кипения обычно реализуют граничное условие $q = \text{const}$, следует выбрать электронагрев рабочей поверхности (проще всего – пропусканием тока через упомянутую трубку). Для сокращения времени опыта будет полезным предварительный подогрев жидкости до температуры насыщения T_s , например,

посредством дополнительного электронагревателя, встроенного в днище емкости.

В задачу исследования входят также опытное определение коэффициента теплоотдачи и сравнение его со справочным значением. Поэтому следует предусмотреть измерение мощности Q , подаваемой к поверхности нагрева, а также ее температуры T_w и температуры жидкости $T_f = T_s$. Эти параметры позволят найти экспериментальное значение α , используя закон Ньютона – Рихмана (теплоотдача при кипении является разновидностью конвективного теплообмена). Поскольку наиболее надежны справочные данные по кипению воды на чистых поверхностях, в качестве жидкости целесообразно взять дистиллированную воду. Тогда справочное значение α можно будет вычислить по зависимости (9.3) при пузырьковом режиме кипения.

9.4. Опытная установка

Она соответствует методологии решения задачи исследования. Основным элементом установки является цилиндрическая теплоизолированная емкость из нержавеющей стали, снабженная двумя боковыми окнами, одно из которых – смотровое, а другое предназначено для подсветки рабочего объема посредством электролампы. В среднем сечении емкости установлена рабочая поверхность нагрева в виде трубки из стали Х18Н10Т (ее длина $l = 105$ мм, наружный диаметр $d_H = 6$ мм, внутренний $d_B = 4$ мм). Торцы трубки закреплены в стенке емкости при соблюдении тепловой и электрической изоляции от нее.

К трубке подано питание от силового трансформатора, подключенного к электросети через регулируемый автотрансформатор; в цепь питания введены амперметр и вольтметр, что позволяет найти мощность, потребляемую трубкой ($Q = UI$). Для определения температуры теплоотдающей поверхности T_w трубки на ее внутренней поверхности зачеканена хромель-копелевая термопара, электродвижущую силу которой измеряют милливольтметром (холодный спай термопары помещен в термостат).

В емкость залита дистиллированная вода; ее уровень расположен на расстоянии 50...60 мм от трубки. Температуру воды T_f измеряют термометром; для предварительного нагрева воды предусмотрен дополнительный нагреватель, встроенный в днище емкости. Свободная от жидкости полость емкости сообщена с атмосферой через охлаждаемый конденсатор.

9.5. Порядок проведения опыта

До начала занятий сотрудники лаборатории включают установку с выводом ее на стационарный режим, который характеризуется достижением водой температуры насыщения T_s , определяемой атмосферным давлением p_a .

Перед опытом студенты заносят в протокол значения атмосферного давления p_a и температуры T_x в термостате, а также проверяют показание термометра, измеряющего температуру T_f воды (оно должно быть равно T_s). Если $T_f = T_s$, выключают дополнительный нагреватель и приступают к выполнению эксперимента.

Включив питание опытной трубки, посредством автотрансформатора обеспечивают плотность теплового потока q , соответствующую началу пузырькового режима кипения на трубке. Появление на ее поверхности пузырьков пара контролируют визуально (наблюдают процессы зарождения пузырьков, их роста и всплытия). Увеличивая автотрансформатором мощность нагрева, убеждаются в росте количества центров парообразования и оценивают частоту отрыва пузырьков.

Добившись интенсивного пузырькового кипения (рабочий режим), записывают ЭДС термопары e_B , а также показания термометра T_f , вольтметра U и амперметра I . Рабочий режим не должен быть близким к началу пленочного кипения (наращивание мощности нагрева прекращают, когда расстояния между соседними пузырьками на поверхности трубки становятся равными 1...2 мм). При записи показаний термометра надо убедиться в том, что $T_f = T_s$.

9.6. Последовательность обработки результатов

Сначала определяют плотность теплового потока $q = UI/(\pi d_H l)$. Далее находят температуру T_B внутренней поверхности трубки по термоЭДС e_B , пользуясь таблицей «перевода» милливольт в кельвины для хромель-копелевых термопар (при этом учитывают, что холодный спай термопары размещен в термостате). Зная T_B и q , вычисляют температуру T_W поверхности нагрева по формуле

$$T_W = T_B - \frac{q d_H}{4\lambda_c} \left[1 - \frac{2 \ln(d_H/d_B)}{(d_H/d_B)^2 - 1} \right],$$

которая следует из решения задачи теплопроводности для цилиндрической стенки с внутренним тепловыделением при граничных условиях $q_H = q$, $q_B = 0$. Коэффициент теплопроводности стенки λ_c можно взять по температуре T_B : у стали X18H10T $\lambda_c = 16...17,6$ Вт/(м·К) при $100...200^\circ\text{C}$.

Полученные данные позволяют установить экспериментальное значение коэффициента теплоотдачи: $\alpha_3 = q/(T_w - T_s)$. Справочную его величину α_c определяют по зависимости (9.3) при $p = p_a$.

9.7. Контрольные вопросы

1. Какой процесс определяют термином «кипение»?
2. Каково условие начала процесса кипения?
3. Почему возрастает количество центров парообразования при увеличении плотности теплового потока?
4. Каков «механизм» обеспечения высоких значений коэффициента теплоотдачи при кипении?
5. Что называют «кризисом кипения»?
6. Почему кризис кипения приводит к падению коэффициента теплоотдачи?
7. Всегда ли пленочный режим кипения нежелателен?
8. Какой разновидности теплообмена отвечает теплоотдача при кипении в большом объеме?
9. Насколько целесообразен выбор вида поверхности нагрева согласно подразд. 9.3?
10. Зачем паровая полость емкости в опытной установке сообщена с атмосферой?
11. До какой температуры должна быть предварительно подогрета вода в опытной установке?
12. Почему термопара для измерения температуры опытной трубки «зачеканена» во внутреннюю ее поверхность, а не в наружную?
13. Насколько справедлива приведенная в подразд. 9.6 формула для расчета плотности теплового потока на поверхности нагрева?

Лабораторная работа № 10

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ЧЕРНОТЫ ТВЕРДОГО ТЕЛА

10.1. Задача исследования

Установить степень черноты металлического образца (пластины из стали Х18Н9Т) и сравнить ее со справочными данными.

10.2. Исходные положения

Теплоперенос излучением (радиация) состоит из последовательных процессов преобразования внутренней энергии вещества в энергию излучения, переноса ее в пространстве посредством электромагнитных волн (дискретными «порциями» – фотонами) и поглощения этой энергии веществом с преобразованием во внутреннюю энергию.

При решении практических задач радиационного теплообмена не рассматривают детали взаимопреобразования энергий (внутренней и электромагнитного поля), равно как и вопросы переноса энергии этим полем. Здесь излучение представляют системой тепловых лучей, распространяющихся по всем направлениям в сплошной среде, свойства которой характеризуют коэффициентами излучения и поглощения.

Ограничившись рассмотрением излучения твердых тел, заметим, что они излучают и поглощают лишь в тонком поверхностном слое; поэтому все характеристики процесса здесь относят к единице площади F поверхности.

В большинстве случаев интересуются общим тепловым потоком Q , передаваемым волнами всех длин – такое излучение называют интегральным. Его характеризуют *поверхностной плотностью потока интегрального излучения* $E = dQ/dF$, представляющей собой полное количество энергии, излучаемой в полусферу единицей площади поверхности тела за единицу времени.

Важное значение в теории радиационного теплообмена играет понятие *абсолютно черного тела* (АЧТ) – такого, которое поглощает всю «падающую» на него лучистую энергию. В частности, законы излучения АЧТ лежат в основе расчета радиационного теплообмена.

Главным из них является *закон Стефана – Больцмана*, характеризующий зависимость поверхностной плотности потока интегрального излучения АЧТ от его температуры:

$$E_0 = \sigma_0 T^4, \quad (10.1)$$

где $\sigma_0 = 5,6687 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Излучение реальных тел выражают через излучение АЧТ. Так, для интегрального излучения будет

$$E = \varepsilon E_0, \quad (10.2)$$

или

$$E = \varepsilon \sigma_0 T^4, \quad (10.3)$$

где множитель $\varepsilon < 1$ называют *интегральной степенью черноты*. Эта величина зависит от природы тела, состояния его поверхности и температуры.

В качестве примера на рис. 10.1 показана зависимость ε от температуры для образца из нержавеющей стали с чистой неокисленной поверхностью (линия 1) и того же образца, на поверхности которого имеется окисная пленка толщиной 10 микрон (линия 2). Заметим, что

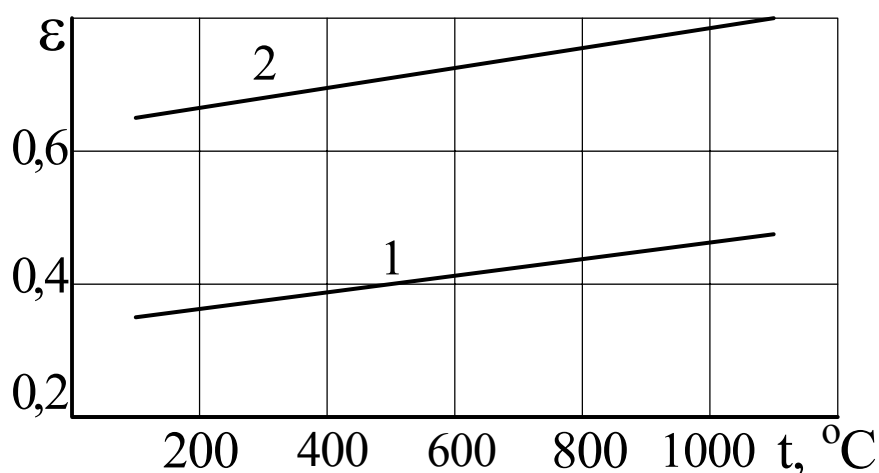


Рис. 10.1

изначально чистая поверхность металла может покрыться пленкой окиси при «прохождении» им некоторого интервала температур. Степень черноты чистых поверхностей зависит от вида их обработки: чем лучше обработана поверхность, тем

меньше степень черноты. Так, у мягкой литой стали при $t = 300^\circ\text{C}$ $\varepsilon = 0,37$ в случае грубошлифованной поверхности, а после ее тонкого шлифования и полировки получаем $\varepsilon = 0,2$.

Формулы (10.2) – (10.3) записаны для *собственного излучения* реального тела; при расчетах же радиационного теплообмена в системах таких тел имеют дело с эффективным излучением – суммой собственного и отраженного лучистых потоков.

10.3. Методология решения задачи

Достаточно простым является определение степени черноты небольших образцов методом сравнения, когда сопоставляют излучения образца и имитатора абсолютно черного тела. Последним может служить «муфельная» электропечь трубчатого типа. При стационарном режиме ее работы температура T_0 всех участков внутренней поверхности одинакова, так что в объеме печи существует равновес-

ное излучение, эквивалентное излучению АЧТ. Такое же излучение с плотностью E_0 будет «выходить» из отверстия малого диаметра, выполненного в «дверке» печи.

Если уловить это излучение каким-либо приемником лучистого теплового потока, реагирующим на поток сигналом R , а затем установить приемник против образца, излучающего при температуре T поток с плотностью E , то при равных сигналах R можно записать $E = E_0$, или $\varepsilon \sigma_0 T^4 = \sigma_0 T_0^4$. Следовательно, в этом случае степень черноты ε образца определится как

$$\varepsilon = (T_0/T)^4. \quad (10.4)$$

Понятно, что условия «взаимодействия» приемника с излучениями печи и образца должны быть одинаковы. Следует использовать малоинерционный приемник и предусмотреть регулируемый нагрев образца (чтобы иметь возможность достичь равенства $E = E_0$). Необходимо также обеспечить измерение температур T_0 и T .

10.4. Опытная установка

Согласно изложенному эта установка (рис. 10.2) содержит муфельную трубчатую печь 1, электрически нагреваемый образец 2, приемник лучистого теплового потока 3, регулируемые системы электропитания печи и образца, приборы для фиксации сигналов приемника (4) и термопар (5).

Хромель-копелевые термопары подсоединены к милливольтметру 5 через переключатель 6; термостат для холодных спаев здесь не предусмотрен. Горячий спай термопары образца «приварен» непосредственно к образцу (им является пластина из стали X18H9T). Горячий спай термопары печи зачеканен в рифленый диск 7 из окисленной нержавеющей стали, который установлен внутри печи (с теплоизоляцией его в месте крепления).

Степень нагрева печи и образца регулируется соответственно реостатом 8 и автотрансформатором 9. Ток подводится к образцу через стойки 10, между которыми и закреплен образец.

Чувствительным элементом приемника 3 лучистого теплового потока является шариковый термистор (полупроводниковый термометр сопротивления). Он размещен в корпусе с отверстием, которое может быть закрыто затвором, и подсоединен к омметру 4. Корпус приемника, «прикрытый» тепловым экраном, закреплен на стойке, перемещаемой по направляющей 11. Последняя расположена так, что приемник можно установить одинаковым образом против выходных от-

верстий диафрагм 12 и 13 (первая из них служит «дверкой» печи, вторая прикрывает образец).

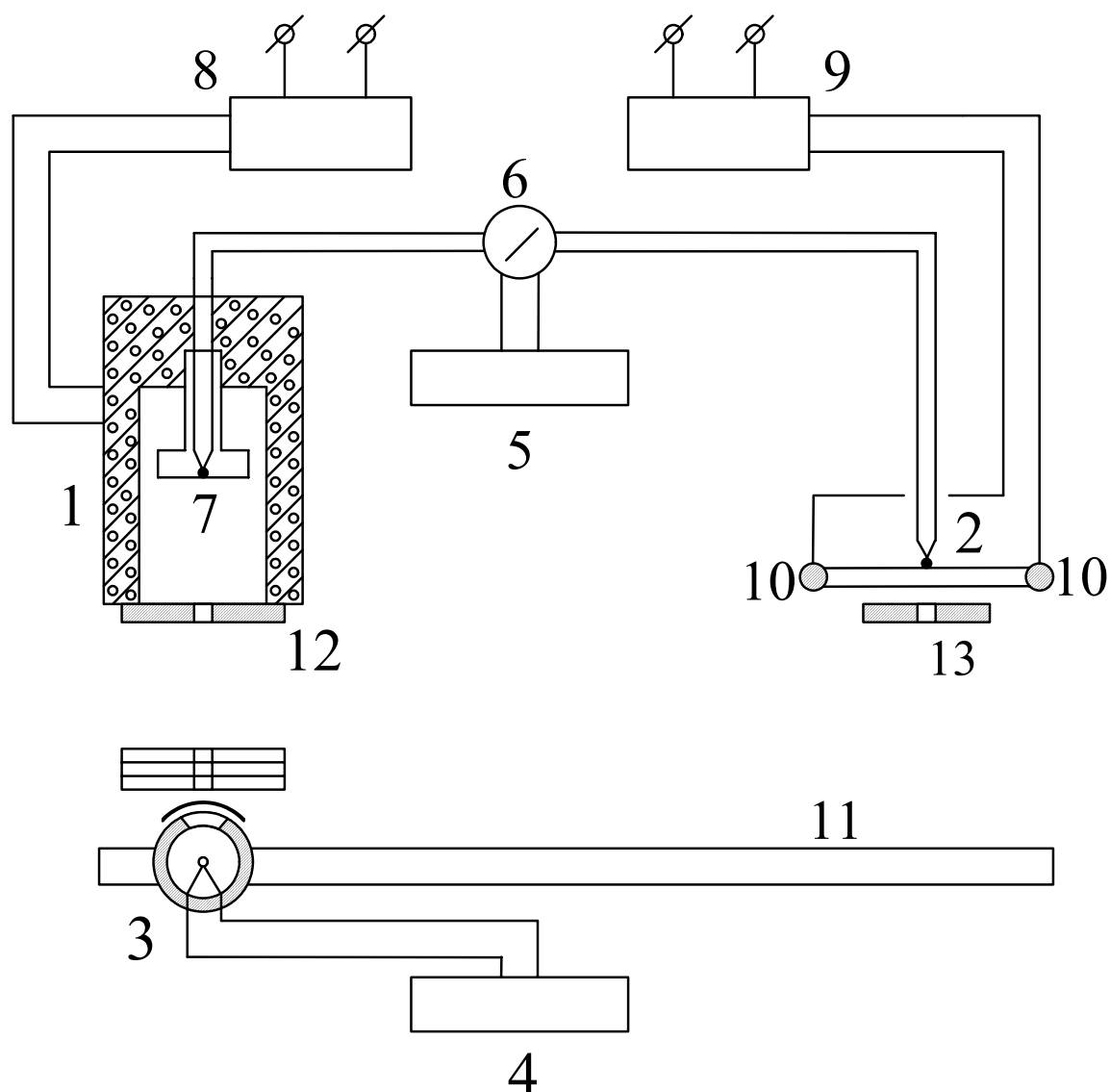


Рис. 10.2

10.5. Порядок проведения опыта

До начала занятий сотрудники лаборатории включают установку и выводят ее на стационарный тепловой режим, характеризуемый неизменными значениями температур печи T_0 и образца T . При этом установлено необходимое соотношение между этими температурами, обеспечивающее одинаковое значение поверхностных плотностей потока интегрального излучения печи E_0 и образца E .

Перед опытом студенты записывают значение комнатной температуры T_K . Сам опыт (с учетом описанной выше подготовки установки) сводится к следующему:

- переключателем 6 (см. рис. 10.2) подсоединяют к милливольтметру термопару печи и записывают соответствующее показание ϵ_0 ;
- устанавливают приемник 3 лучистого теплового потока против печи так, чтобы отверстия экрана приемника и дверки 12 печи находились на одной оси;
- открывают затвор приемника и через некоторое время записывают показание омметра R_0 ;
- перемещают стойку приемника по направляющей к образцу до тех пор, пока отверстия экрана приемника и диафрагмы 13 образца не окажутся на одной оси;
- через некоторое время фиксируют показания омметра $R = R_0$ (это условие обеспечено предварительной подготовкой установки);
- если условие $R = R_0$ нарушено, посредством автотрансформатора 9 регулируют нагрев образца до выполнения этого условия (следа за показаниями омметра);
- переключателем 6 подсоединяют к милливольтметру термопару образца и записывают соответствующее его показание ϵ .

10.6. Последовательность обработки результатов

Сначала находят температуры печи T_0 и образца T по соответствующим значениям термоЭДС ϵ_0 и ϵ , пользуясь таблицами «перевода» милливольт в кельвины для хромель-копелевых термопар и учитывая то обстоятельство, что роль холодного спая играл милливольтметр.

Далее вычисляют опытное значение степени черноты образца по формуле (10.4). При сопоставлении полученного результата со справочными данными можно ориентироваться на графики рис. 10.1.

10.7. Контрольные вопросы

1. Что называют лучистым (радиационным) теплообменом?
2. Каков подход к описанию теплового излучения в инженерной теплопередаче?
3. К чему относят характеристики переноса при описании теплового излучения твердых тел?
4. Что такое «абсолютно черное тело»?
5. Какой закон является основным в теории лучистого теплообмена?
6. Что называют степенью черноты?
7. От чего зависит степень черноты?

8. Чему равна величина ε у абсолютно черного тела?
9. Как найти эффективное излучение абсолютно черного тела?
10. Какой степенью черноты должны обладать теплозащитные экраны, установленные между излучающими телами?
11. Как учесть при обработке результатов опыта отсутствие термостата для холодных спаев термопар?
12. Не приведет ли к методической ошибке описанный в подразд. 10.4 способ измерения температуры печи?
13. Как должна быть выполнена диафрагма, прикрывающая образец (см. подразд. 10.4 и рис. 10.2)?

Библиографический список

1. Костиков О.Н. Термодинамика и теплообмен: консп. лекций / О.Н. Костиков. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2007. – 180 с.
2. Техническая термодинамика: учеб. пособие по лаб. практикуму / М.А. Беспятов, К.Ф. Нечитайло, В.Г. Селиванов и др. – Х.: Харьк. авиац. ин-т, 1990. – 82 с.
3. Кулешов В.Н. Теплопередача: учеб. пособие по лаб. практикуму / В.Н. Кулешов. – Х.: Харьк. авиац. ин-т, 1989. – 102 с.
4. Лабораторный практикум по термодинамике и теплопередаче / под ред. В.И. Крутого и Е.В. Шишова. – М.: Высш. шк., 1988. – 304 с.
5. Зубарев В.Н. Практикум по технической термодинамике / В.Н. Зубарев, А.А. Александров, В.С. Охотин. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 304 с.
6. Практикум по теплопередаче / под ред. А.П. Солодова. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 257 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
Часть первая. ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА.....	4
Лабораторная работа № 1. Термическое уравнение состояния газа.....	4
Лабораторная работа № 2. Заполнение газом вакуумированной емкости.....	9
Лабораторная работа № 3. Сжатие воздуха в цилиндре поршневого двигателя.....	14
Лабораторная работа № 4. Подвод теплоты в камере сгорания ГТД.....	20
Лабораторная работа № 5. Термодинамический анализ рабочего процесса компрессора и турбины.....	27
Часть вторая. ИНЖЕНЕРНАЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧА.....	34
Лабораторная работа № 6. Определение коэффициента теплопроводности стационарным методом.....	34
Лабораторная работа № 7. Внутренний теплообмен трубы с потоком газа.....	41
Лабораторная работа № 8. Теплоотдача при вынужденном поперечном обтекании цилиндра.....	47
Лабораторная работа № 9. Теплообмен при кипении в условиях естественной конвекции.....	51
Лабораторная работа № 10. Определение степени черноты твердого тела.....	57
Библиографический список.....	62

Костиков Олег Николаевич
Петухов Илья Иванович

ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН

Редактор С.П. Гевло

Св. план, 2008

Подписано в печать

Формат 60x84 1/16. Бум. офс. № 2. Офс. печ.

Усл. печ. л. 3,6. Уч.-изд. л. 4. Т. 100 экз. Заказ .

Цена свободная

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского

«Харьковский авиационный институт»

61070, Харьков-70, ул. Чкалова, 17

<http://www.khai.edu>

Издательский центр "ХАИ"

61070, Харьков-70, ул. Чкалова, 17

izdat@khai.edu