

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ
ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

Б1.Б.18 Теплотехника

Направление подготовки 35.03.06. Агроинженерия

Профиль образовательной программы «Электрооборудование и
электротехнологии»

Форма обучения заочная

СОДЕРЖАНИЕ

1. Конспект лекций

Лекция №1 Введение. Основные понятия и определения. Параметры тел.....4

Лекция №2 Газовые смеси. Теплоемкость.....

Лекция №3 Первый закон термодинамики. Исследование политропного и адиабатного процессов.....

Лекция №4 Исследование изобарного, изохорического процессов. Исследование групп политропных процессов.....

2. Методические указания по выполнению лабораторных работ

Лабораторная работа № ЛР-1 Определение коэффициента теплопроводности твердых тел методом цилиндрического слоя.....106

Лабораторная работа № ЛР-3,4 Определение коэффициента теплопроводности стали методом регулярного режима.....110

Лабораторная работа № ЛР-5,6 Определение коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции воздуха на обогреваемом цилиндре.....115

Лабораторная работа № ЛР-7,8 Определение коэффициента теплопередачи при вынужденном течении жидкости в трубе в условиях свободной конвекции.....120

Лабораторная работа № ЛР-9,10 Исследование теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкости.....125

Лабораторная работа № ЛР-11,12 Изучение теплообмена излучением.....128

Лабораторная работа № ЛР-13,14 Определение коэффициента теплопередачи через стенку рекуперативного теплообменного аппарата. 131

Лабораторная работа № ЛР-15,16 Расчет рекуперативного теплообменного аппарата гладкотрубчатого типа.....137

Лабораторная работа № ЛР-17,18 Изучение конструкции котельной установки.....143

1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

1. 1 Лекция №1(2 часа).

Тема: «Введение. Основные понятия и определения. Параметры тел.».

1.1.1 Вопросы лекции:

1. Предмет и метод термодинамики.
2. Виды энергии и способы передачи энергии.
3. Понятие термодинамической системы и окружающей среды.
4. Состояние термодинамической системы, параметры состояния.
5. Уравнения состояния и термодинамические параметры.

1.1.2 Краткое содержание вопросов:

1. Предмет и метод термодинамики

Термодинамика изучает закономерности превращения энергии в различных процессах и связанное с этим изменение состояния физических тел. Термодинамику разделяют на три части: общую термодинамику, химическую термодинамику и техническую термодинамику.

В технической термодинамике в основном рассматриваются явления, сопровождающие обмен энергией в тепловой и механической формах. Она устанавливает взаимосвязь между тепловыми и механическими процессами, которые совершаются в тепловых и холодильных машинах, изучает процессы, происходящие в газах и парах, а также свойства этих тел при различных физических условиях.

Термодинамика опирается на специфический метод описания изучаемых явлений, особенности которого заключаются в следующем.

Термодинамический метод построен на нескольких *объективных законах природы*, полученных в результате обобщения большого количества опытных данных, которые также получили название *начал термодинамики*.

Первый закон термодинамики вытекает из всеобщего закона сохранения и превращения энергии, выраженного в специальных термодинамических понятиях, и позволяет составлять баланс энергии в термодинамических процессах.

Второй закон термодинамики устанавливает условия для взаимного превращения работы и теплоты, а также указывает определенную направленность изменений, возникающих во всех реальных процессах обмена энергией.

Третий закон термодинамики объясняет поведение веществ при температуре, стремящейся к абсолютному нулю.

В отличие от многих областей физики термодинамика не оперирует какими-либо моделями строения вещества и вообще не связана с представлением о микроструктуре вещества. Для описания процессов обмена энергией и свойств различных тел в термодинамике используются физические понятия и величины, характеризующие итоговые результаты действия огромного числа микрочастиц вещества и могут быть непосредственно измерены, или вычислены по термодинамическим соотношениям с использованием измеренных величин. Такие величины называются *феноменологическими* или *термодинамическими*. Термодинамическими величинами, например, являются температура, давление, плотность.

Преимущество термодинамического подхода состоит в том, что справедливость термодинамических соотношений и выводов не нарушается, когда в ходе развития физики непрерывно углубляются или даже в корне изменяются представления о строении вещества. Недостаток этого метода заключается в том, что для его применения требуется знание физических свойств конкретных рабочих тел, которые не могут быть определены методами термодинамики и требуют экспериментального исследования. Но если известны некоторые данные о свойствах веществ или систем, то термодинамический метод позволяет получить интересные и важные выводы.

Кроме термодинамического метода иногда используется и другой метод исследований, получивший название *статистический*, широко распространенный в других областях физики. В статистической термодинамике свойства макроскопических тел вычисляются исходя из модельных представлений о строении вещества. Поведение элементарных частиц описывается методами классической либо квантовой механики, а макроскопические свойства получают статистическим усреднением действия всех частиц, составляющих тело. Точность определения величин, характеризующих макроскопические свойства изучаемого тела, в статистической термодинамике зависит от совершенства используемой физической модели строения вещества. Поэтому результаты статистической термодинамики также требуют экспериментального подтверждения.

Статистический метод исследований обладает преимуществом перед феноменологическим при описании свойств веществ при предельно низких или максимально высоких температурах и давлениях, когда непосредственное измерение термодинамических величин становится весьма трудным и неточным. Таким образом, термодинамика и статистическая физика как науки о свойствах вещества и энергии взаимно дополняют друг друга.

2. Виды энергии и способы передачи энергии

Энергия является мерой различного вида материального движения в процессах взаимного превращения одних форм движения в другие. Под движением понимается способность материи к изменению.

Существуют различные формы движения: механическая, тепловая, электрическая, химическая, магнитная и др. Установлено, что передача движения от одних тел к другим может происходить как без изменения, так и с изменением формы движения. В первом случае уменьшение движения некоторой формы в одном теле сопровождается таким же увеличением движения той же формы в другом (принцип сохранения движения). Во втором случае уменьшение движения некоторой формы в одном теле приводит к увеличению в другом теле движения иной формы (принцип превращения движения). Причем наблюдается количественная эквивалентность взаимно превращающихся форм движения, что послужило основанием для введения единой, общей для всех форм движения меры – энергии.

Итак, *энергия* – это общая количественная мера для всех форм движения материи, способных превращаться одна в другую.

Для характеристики вида движения используется понятие *вида энергии* (кинетическая, гравитационная, электрическая и др.). При превращении одной формы движения в другую, соответственно происходит трансформация одного вида энергии в другой, но при этом энергия как общая мера любых форм движения остается неизменной, она не создаваема и неуничтожима.

Установление количественной эквивалентности разных форм движения материи при взаимных превращениях привело к открытию закона сохранения энергии.

Кроме понятия *вид энергии* существует еще понятие *форма обмена энергией* или *способ передачи энергии*.

Передача энергии от одних тел к другим происходит в результате *взаимодействия* этих тел. Выделяют четыре фундаментальных вида взаимодействия: электрическое, гравитационное, ядерное и слабое. Установлено, что наблюдаемые формы движения материи и соответствующие виды энергии, являются проявлением на макроскопическом уровне, тех взаимодействий, которые происходят на микроскопическом уровне. А на микроскопическом уровне проявляется лишь один вид взаимодействия – электрическое.

Большое разнообразие макроскопических проявлений одного фундаментального микроскопического взаимодействия приводит и к большим различиям в изменениях, наблюдаемых в телах при различных способах передачи энергии. Однако установлено, что

все виды термодинамических взаимодействий, то есть все формы обмена энергией, сводятся к двум принципиально различным способам: *совершение работы* и *теплообмен*.

Работой называется такой способ (форма) передачи энергии, при котором осуществляется макроскопическое, упорядоченное, направленное движение. Количество передаваемой при этом энергии называется *работой процесса* или просто *работой*.

Наиболее наглядным видом работы является *механическая работа*, которую совершает механическая сила при перемещении в пространстве макроскопического тела или некоторой части тела. Кроме того, существуют различные виды немеханических работ: электрическая, магнитная и др.

Общим для всех видов работ свойством является принципиальная возможность их полного количественного преобразования друг в друга, то есть при передаче энергии от одной части тела другой в форме работы энергия одного вида может полностью трансформироваться в энергию другого вида.

Теплообменом называется такой способ передачи энергии, при котором осуществляется обмен хаотическим, ненаправленным движением микрочастиц. Количество передаваемой при этом энергии называется *количеством теплоты* или *теплотой*.

Для осуществления теплообмена между телами должен существовать так называемый тепловой контакт, который может быть обеспечен либо непосредственным соприкосновением тел, либо переносом энергии беспорядочных электромагнитных колебаний. В обоих случаях тела должны иметь различную температуру.

Если не требуется указывать способ передачи энергии, то количество энергии, передаваемое от одного тела к другому тем или иным способом, называется *количеством внешнего воздействия*.

3. Понятие термодинамической системы и окружающей среды

При термодинамическом изучении какого-либо явления в качестве объекта исследования выделяется группа тел или даже отдельные его части, которые представляют собой термодинамическую систему.

Термодинамической системой называется совокупность макроскопических тел, взаимодействующих между собой и окружающей (внешней) средой, то есть обменивающихся энергией и веществом.

Очень часто объектом изучения в технической термодинамике является частный случай термодинамической системы – *рабочее тело*, (вещество, выполняющее главную функцию в тепловой машине). В качестве рабочего тела может выступать водяной пар, продукты сгорания топлива, сжатый газ и т.п.

Тела, не входящие в состав изучаемой термодинамической системы, относятся к *окружающей среде*. Граница между термодинамической системой и окружающей средой называется *контрольной поверхностью*. Контрольная поверхность это условное понятие и очень часто она не совпадает с физической поверхностью. Именно на контрольной поверхности происходит взаимодействие термодинамической системы и окружающей среды, которое состоит в обмене энергией или веществом.

Конкретный способ передачи энергии называется *родом взаимодействия*, а количество различающихся между собой родов взаимодействия, к которым по своей физической структуре способна данная система, – числом термодинамических *степеней свободы* системы.

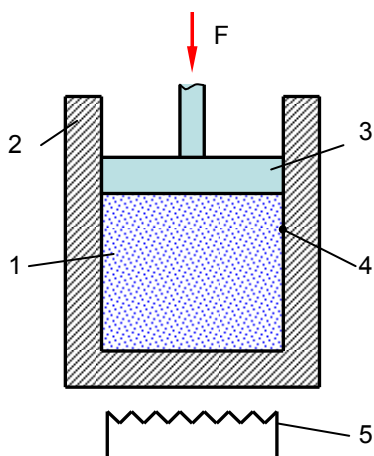


Рис. 1.1. Термодинамическая система с двумя степенями свободы.

1 – рабочее тело; 2 – цилиндр;
3 – поршень; 4 – контрольная поверхность; 5 – нагреватель

пень свободы. Во-вторых, энергию газа можно изменить путем теплообмена, например, при подводе теплоты от нагревателя 5 через стенку цилиндра 2, – это тепловая, или *термическая*, степень свободы.

Системы, обладающие двумя степенями свободы (термической и деформационной), называются *простыми* или *термодеоформационными*.

Кроме того, характер взаимодействия между термодинамической системой и окружающей средой зависит от свойств контрольной поверхности. Система может быть открытой, закрытой и изолированной.

Система называется *открытой* в том случае, если при взаимодействии через контрольную поверхность переходят как энергия, так и вещество. Частным случаем открытой системы является *проточная система*, когда на одних участках контрольной поверхности вещество входит в систему, а на других – выходит из нее.

Система называется *закрытой* (замкнутой), если контрольная поверхность непроницаемая для вещества, то есть между системой и средой отсутствует обмен массой, но имеется возможность обмена энергией. Примером закрытой системы является рассмотренный газ, заключенный в цилиндре с поршнем (рис. 1.1).

Термодинамическая система называется *изолированной*, если контрольную поверхность не могут пересекать ни потоки вещества, ни потоки энергии.

Практически можно осуществить только деформационную изоляцию газа, поместив его в жесткий цилиндр с закрепленным поршнем. Идеальной теплоизоляции не существует, хотя есть способы создания весьма совершенной тепловой изоляции. Поэтому понятие изолированной термодинамической системы, является научной абстракцией.

Системы, имеющие только одну деформационную степень свободы, и не обменивающиеся с окружающей средой теплотой, называются *адиабатными*.

4. Состояние термодинамической системы, параметры состояния

При изучении механических систем вводятся такие понятия как: состояние движения или состояние покоя, т.е. свойства механической системы описываются по положению рассматриваемого тела относительно выбранной системы координат. Если хотя бы одна из трех координат с течением времени изменяется, то говорят, что тело движется, в противном случае – тело находится в состоянии покоя.

При изучении тепловых явлений тело в большинстве случаев находится в неподвижном состоянии. Поэтому, с помощью координатного метода, который применяется с успехом в механике, свойства тела (системы) не описать. Для описания свойств таких тел нужны какие-то другие координаты, которые обычно называются параметрами. Наиболее наглядным примером в этом плане может служить сам человек. Так, чтобы охарактеризовать состояние

Рассмотрим газ 1, заключенный в цилиндре 2 с поршнем 3 (рис. 1.1). Термодинамическая система представляет собой рабочее тело, то есть газ 1. К окружающей среде относятся цилиндр 2, поршень 3 и все что находится за их пределами. Контрольная поверхность совпадает с внутренними поверхностями поршня и цилиндра.

Рассматриваемая система способна к двум родам взаимодействия, то есть имеет две степени свободы. Во-первых, энергию газа можно изменить посредством совершения механической работы, вдвигая или выдвигая поршень 3, – это механическая, или *деформационная* сте-

человека достаточно определить температуру его тела и артериальное давление. Сравнив реальные значения этих параметров с нормальными с точки зрения медицины, врач может сделать заключение о состоянии человека: болен он или здоров. Для уточнения состояния человека проводится детальное обследование, в ходе которого могут дополнительно определяться еще десяток параметров, характеризующих состояние человека.

Аналогично, существует совокупность физических величин, которые характеризуют *состояние термодинамической системы*, и называются *термодинамическими параметрами состояния системы*. Термодинамические параметры состояния позволяют количественно описать состояние термодинамической системы. Каждому состоянию системы соответствуют определенные значения термодинамических параметров. Следовательно, зная значения термодинамических параметров, можно достоверно определить состояние термодинамической системы в данный момент времени.

Термодинамические параметры состояния изменяются при взаимодействии термодинамической системы с окружающей средой.

Физические величины, применяемые в термодинамике, по ряду признаков делят на следующие группы: интенсивные и экстенсивные, калорические и термические.

Интенсивными называются такие параметры состояния, значения которых не изменяются, если рассматривать какую-либо часть системы, отделив ее (мысленно) от системы. Примерами интенсивных величин являются температура и давление.

Экстенсивными или *аддитивными* (суммируемыми) называются величины, значения которых пропорциональны количеству вещества, находящемуся в данной части системы или во всей системе. Если система рассматривается состоящей из отдельных частей, то значение экстенсивной величины для системы равно сумме значений этой величины для всех частей. Экстенсивными величинами являются объем, внутренняя энергия, количество теплоты, энтропия и др.

Если термодинамическая система физически однородна во всех своих частях, то удобно все расчеты проводить для некоторой единичной части этой системы. В зависимости от того, какие единицы используют для выделения такой единичной части, различают:

- *удельные* величины, отнесенные к 1 кг вещества;
- *объемные* величины, отнесенные к 1 м³ вещества;
- *молярные* величины, отнесенные к 1 моль вещества.

Будучи отнесены к единичной части системы, экстенсивные величины перестают зависеть от размеров системы, и приобретают свойства интенсивных величин.

Калорическими называются термодинамические величины, выражаемые в единицах энергии. Такими величинами являются сама энергия, количество теплоты, количество работы, энтропия и др.

Термическими называются величины, физический смысл которых не связан непосредственно с понятием энергии и которые выражаются через температуру, силы, размеры и т.п. Такими величинами являются, например, температура, давление и др.

Кроме того, различают понятия «параметр состояния» и «функция состояния». К параметрам состояния относятся те величины, которые имеют простую физическую природу и могут быть непосредственно измерены (температура, давление, плотность вещества). Функции состояния имеют более сложную природу, они недоступны для прямого измерения, и могут быть выражены через параметры состояния, с помощью соответствующих функциональных зависимостей.

Итак, если ограничиться рассмотрением простейших термодинамических систем (например, газов), то в качестве термодинамических параметров системы можно выделить следующие физические величины:

- термодинамическую температуру T ,
- абсолютное давление p ,
- объем V .

Как известно, чтобы знать положение тела в пространстве, достаточно указать три его координаты. Аналогично, чтобы знать состояние термодинамической системы, достаточно указать три его основных параметра. Если численное значение хотя бы одного из параметров изменяется, то и состояние системы также изменяется.

Огромную роль в термодинамике играет понятие равновесного состояния системы, так как только равновесные состояния термодинамических систем и их изменения могут быть количественно описаны методами классической термодинамики.

Равновесным термодинамическим состоянием называется такое состояние тела, которое не изменяется во времени без внешнего энергетического воздействия и когда внутри самой системы отсутствуют потоки теплоты и вещества.

Рассмотрим понятие равновесия на конкретном примере. Пусть в цилиндре с подвижным поршнем находится газ. Переместим мгновенно поршень в сторону уменьшения объема и остановим его. Наш опыт позволяет отметить, что давление в цилиндре резко возрастает. Да, это так. Но если бы мы наблюдали за состоянием газа в цилиндре через бесконечно малые промежутки времени, то мы бы установили, что давление возросло в первую очередь возле стенки самого поршня (возникла волна возмущения), а затем оно начало выравниваться по всему объему газа. Такое состояние системы, когда в ее разных частях давление различно и на систему нет внешнего возмущающего энергетического воздействия, называется *неравновесным*. Однако в течение очень короткого промежутка времени система приходит в равновесное состояние, когда в ее различных местах давление становится одинаковым.

Неравновесным термодинамическим состоянием называется такое состояние изолированной системы, при котором интенсивные параметры системы имеют различные значения в ее различных частях, вследствие чего в ней протекают процессы, направленные на выравнивание значений этих параметров во всех точках системы и на установление равновесного состояния.

Если на систему нет внешнего энергетического воздействия, то в течение некоторого промежутка времени она приходит в равновесное термодинамическое состояние (давление, температура газа выравниваются по всему объему). Это промежуток времени, называемый *временем релаксации*, зависит от природы тела, характера взаимодействия частиц в системе и исходного неравновесного состояния. После истечения времени релаксации параметры изолированной системы принимают постоянные значения во всех частях системы и в дальнейшем не изменяются.

Таким образом, условием равновесного состояния является равномерное распределение по системе тех физических величин, различие в которых является причиной обмена энергией. Например, для равновесия термодинамической системы во всех ее точках должны быть одинаковыми температура и давление.

Если система изолирована от внешних воздействий, то равновесие системы сохраняется неизменным неограниченно долго, то есть система, находящаяся в равновесном состоянии, не может самопроизвольно выйти из этого состояния.

Температурой называется скалярная физическая величина, характеризующая интенсивность теплового движения молекул и пропорциональная средней кинетической энергии поступательного движения молекул.

В зависимости от применяемой температурной шкалы температура имеет следующие специальные обозначения:

- К – градусы по шкале Кельвина;
- °C – градусы по шкале Цельсия;
- °R – градусы по шкале Рэнкина;
- °F – градусы по шкале Фаренгейта.

Все шкалы равноправны, но в современной термодинамике предпочтительной является абсолютная температурная шкала Кельвина. Поэтому во всех термодинамических соотношениях используется термодинамическая температура T . В технике иногда

применяется *стоградусная шкала* – шкала Цельсия. Величина градуса в обеих шкалах одинакова, поэтому пересчет с одной шкалы в другую производится по формуле:

$$T = t + 273,15. \quad (1.1)$$

Абсолютное давление численно равно силе, действующей по направлению нормали на единицу площади поверхности тела. Единицей измерения давления служит Паскаль (Па) – давление, вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по поверхности площадью 1 м² и нормальной к ней. Внесистемными единицами давления являются атмосфера и бар. Давление также может измеряться высотой столба жидкости, то есть в мм ртутного и водяного столба. Между единицами измерения существуют следующие соотношения:

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Н/м}^2 = 1,01972 \text{ кгс/см}^2 = 750,06 \text{ мм рт. ст.} = 10197 \text{ мм вод. ст.};$$

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 735,6 \text{ мм рт. ст.} = 10.000 \text{ мм вод. ст.} = 98066 \text{ Н/м}^2.$$

Абсолютное давление складывается из двух составляющих атмосферного (барометрического) $p_{\text{бар}}$ и избыточного давлений $p_{\text{изб.}}$:

$$p = p_{\text{бар}} + p_{\text{изб.}} \quad (1.2)$$

Атмосферное давление измеряется барометрами.

Избыточное давление может быть как положительным, так и отрицательным. Положительное избыточное давление в системе измеряется манометрами различной конструкции, поэтому положительное избыточное давление также называется манометрическим – $p_{\text{ман.}}$. Отрицательное избыточное давление представляет собой вакуум в системе, который измеряется вакуумметрами, поэтому отрицательное избыточное давление называется вакуумметрическим – $p_{\text{вак.}}$.

Таким образом, для определения абсолютного давления необходимо знать показания барометра и манометра или вакуумметра:

$$p > p_{\text{бар}}: p = p_{\text{бар}} + p_{\text{ман.}}$$

$$p < p_{\text{бар}}: p = p_{\text{бар}} - p_{\text{вак.}}$$

Объем V системы выражается в м³. Очень часто в термодинамических соотношениях применяется *удельный объем* вещества, представляющий собой объем, занимаемый единицей массы вещества:

$$\nu = \frac{V}{m}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (1.3)$$

Иногда вместо удельного объема применяется обратная величина – плотность:

$$\rho = \frac{m}{V}, \text{ кг/м}^3. \quad (1.4)$$

5. Уравнения состояния и термодинамические процессы

Как правило, при взаимодействии какого-либо рода в системе одновременно изменяются значения нескольких параметров состояния. Однако опыт показывает, что среди параметров состояния всегда имеется один (и только один) такой параметр, изменение которого в равновесных процессах вызывается взаимодействием только одного определенного рода.

Параметры состояния, обязательно изменяющиеся при наличии взаимодействия данного рода и не изменяющиеся под влиянием взаимодействий иных родов, называются *координатами термодинамического состояния*. Если происходит изменение некоторой координаты состояния, то можно утверждать, что происходит обмен энергией в соответствующей форме.

Так, при деформационном взаимодействии необходимым и достаточным условием передачи энергии в форме работы является перемещение поршня, на который действует сила давления газа. Перемещение поршня приводит к изменению объема рабочего тела в цилиндре.

Следовательно, координатой деформационного состояния однородного рабочего тела является его *объем*.

Координатой термического состояния рабочего тела является *энтропия*. Изменение энтропии свидетельствует о том, что изменение состояния термодинамической системы происходит в результате передачи энергии в форме теплоты.

Как известно, изменение равновесного состояния термодинамической системы возможно только в результате внешних воздействий, а воздействие каждого рода приводит к изменению значения одной из координат состояния. Значит, для определения состояния системы достаточно знать значения всех координат состояния, которые полностью и однозначно определяют данное равновесное состояние. Значение остальных параметров состояния определяются по значениям координат состояния, то есть каждый параметр равновесного состояния системы является однозначной функцией всех координат состояния.

Уравнения, представляющие зависимость параметров (функций) состояния равновесной системы от координат состояния, называются *уравнениями состояния* термодинамической системы.

Если обозначить произвольную функцию состояния системы через φ , а координаты состояния – через x_1, x_2, \dots, x_n (n – число координат состояния, то есть термодинамических степеней свободы), то уравнение состояния можно представить в виде:

$$\varphi = \varphi(x_1, x_2, \dots, x_n).$$

Например, состояние однородной термодиформационной системы описывается уравнениями, содержащими две независимые переменные: координату деформационного состояния – удельный объем v , координату термического состояния – удельную энтропию s . Остальные параметры (функции) состояния, например, температура и давление связаны со значениями координат соответствующими уравнениями состояния в виде:

$$T = T(s, v); \quad p = p(s, v).$$

Температура и давление относятся к важной для термодинамического анализа группе величин, которая называется потенциалы термодинамических взаимодействий.

Потенциалом взаимодействия некоторого рода называется параметр состояния, различие значений которого между системой и окружающей средой на контрольной поверхности приводит к возникновению взаимодействия данного рода, то есть к передаче энергии в данной форме между системой и окружающей средой. Потенциалом для теплового взаимодействия является *термодинамическая температура*, а для деформационного механического взаимодействия – *давление*. Как правило, уравнения состояния содержат координаты и потенциалы термодинамической системы.

Представленные уравнения состояния для термодиформационной системы неудобны для практического применения, так как энтропия – неизмеряемая величина. Решая совместно эти уравнения, можно исключить энтропию, выразив ее через объем и температуру или через объем и давление. В результате получается *термическое уравнение состояния*, которое связывает давление, объем и температуру:

$$F(p, v, T) = 0.$$

Уравнения состояния систем с двумя степенями свободы, являясь функциями с двумя независимыми переменными, позволяют построить некоторую поверхность, называемую *термодинамической поверхностью* или *поверхностью состояния*. Любое равновесное состояние системы изображается точкой, лежащей на этой поверхности. Если точка не лежит на поверхности состояния, то такое сочетание параметров состояния для данной системы невозможно.

Изменение состояния термодинамической системы в результате ее взаимодействия с окружающей средой называется *термодинамическим процессом*.

В результате осуществления термодинамического процесса происходит обмен энергией между системой и окружающей средой, который возможен лишь при наличии разности соответствующих потенциалов. А наличие разности потенциалов может привести к нарушению равновесия внутри термодинамической системы. Термодинамический процесс,

протекающий с нарушением внутреннего равновесия в термодинамической системе, называется *неравновесным*.

Полное описание неравновесных процессов методами термодинамики невозможно вследствие неопределенности и чрезвычайно сложного характера изменений, происходящих при этом в системе. Поэтому для изучения принципиальных свойств систем при обмене энергией применяется идеализация реальных процессов и рассматриваются равновесные процессы.

Термодинамический процесс, протекающий с бесконечно малым отклонением состояния системы от равновесного состояния, называется *равновесным*.

При осуществлении равновесного процесса термодинамическая система проходит ряд бесконечно близких состояний, каждое из которых является равновесным. Каждое промежуточное состояние системы в процессе подчиняется уравнению состояния и изображается соответствующей точкой на термодинамической поверхности. Совокупность таких точек образует на поверхности состояний линию, которая называется *линией термодинамического процесса*.

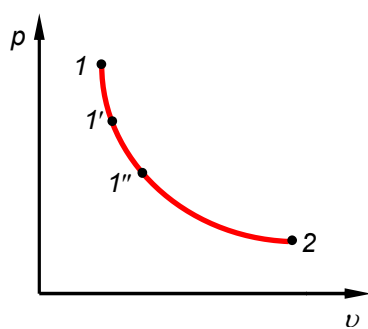


Рис. 1.2. Диаграмма состояния.

В термодинамике широко используются графические методы анализа процессов. При этом удобнее использовать не пространственные трехмерные изображения линий процессов, а их двумерные проекции на координатные плоскости. Координатные оси плоских диаграмм состояния соответствуют двум термодинамическим параметрам (рис. 1.2). Например, на p - v -диаграмме изображен какой-то равновесный процесс 1-2. Точки 1, 1', 1'' и т.д. изображают равновесные состояния термодинамической системы.

1. 2 Лекция №2(2 часа).

Тема: «Газовые смеси. Теплоемкость».

1.2.1 Вопросы лекции:

1. Состав газовой смеси.
2. Соотношение между массовыми и объемными долями.
3. Газовая постоянная смеси.
4. Парциальные давления.
5. Понятие о теплоемкости. Постоянная и переменная, средняя и истинная теплоемкости.
6. Теплоемкость смеси идеальных газов

1. Состав газовой смеси.

Газовая смесь определяется составом и количеством каждого из компонентов, входящего в смесь, и может быть задана массовыми или объемными долями.

Массовая доля m_i определяется отношением массы i -го компонента газа к массе всего газа:

$$m_i = \frac{M_i}{M},$$

где M_i — масса i -го компонента, кг; M — масса всей смеси, кг.

Объемная доля r_i — это отношение объема i -го компонента, входящего в смесь, к объему всей смеси при условии, что объем каждого компонента отнесен к давлению и температуре смеси (приведенный объем):

$$r_i = \frac{V_i}{V},$$

где V_i — приведенный объем i -го компонента смеси газа, м^3 ; V — общий объем газовой смеси, м^3 .

Перевод массовых долей в объемные доли:

$$r_i = \frac{m_i / \mu_i}{\sum_{i=1}^n m_i / \mu_i},$$

где μ_i — масса киломоля i -го компонента смеси газа, кг. Перевод объемных долей в массовые доли:

$$m_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i}.$$

Плотность смеси $\rho_{см}$, $\text{кг}/\text{м}^3$, определяется через объем

$$\rho_{см} = \sum_{i=1}^n r_i \rho_i;$$

или массовые доли:

$$\rho_{см} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n m_i / \rho_i}.$$

$$v_{см} = \frac{1}{\rho_{см}}.$$

Удельный объем смеси $v_{см}$, $\text{м}^3/\text{кг}$ — величина, обратная плотности:

Кажущуюся молекулярную массу смеси можно получить из уравнений (1.15) и (1.16):

$$\mu_{см} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i = \frac{1}{\sum_{i=1}^n m_i / \mu_i}.$$

Газовую постоянную данной смеси $R_{см}$, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, можно выразить через газовые постоянные отдельных ее компонентов:

$$R_{см} = \sum_{i=1}^n m_i R_i$$

или через кажущуюся молекулярную массу смеси:

$$R_{см} = \frac{8314}{\mu_{см}} = \frac{8314}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i}.$$

Давление газовой смеси $p_{см}$, Па, по закону Дальтона равно сумме парциальных

$$p_{см} = \sum_{i=1}^n p_i,$$

давлений отдельных компонентов смеси:

где $p_{см}$ — давление газовой смеси, Па; p_i — парциальное давление (при объеме газовой смеси) отдельного компонента, Па.

Парциальное давление p_i отдельных компонентов газовой смеси определяется через их объемные доли:

$$p_i = p_{см} r_i$$

или через массовые доли:

$$p_i = m_i \frac{r_i}{r_{см}} p_{см}.$$

Для того чтобы воспользоваться уравнением Менделеева-Клапейрона для смеси газов необходимо знать газовую постоянную $R_{см}$ и молярную массу (условную) смеси $\mu_{см}$. Для смеси, как для любого идеального газа, эти две величины связаны соотношением $R_{см} = 8314 / \mu_{см}$ ($\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$). Чтобы рассчитать эти величины, необходимо знать состав смеси газов, т.е. какие газы и в какой пропорции входят в смесь.

Для смеси газов используется понятие мольных долей. Мольной долей называется отношение количества молей данного газа M_i к общему количеству молей всех газов смеси M_{CM} .

Количество молей определяется делением массы газа на его молярную массу:

Воспользовавшись уравнением Менделеева – Клапейрона для парциального и полного объемов смеси газов и введя в него количество молей

Получим еще одно расчетное выражение для мольной доли:

Равенство объемных и мольных долей для смеси газов можно получить и из закона Авогадро, в соответствии с которым объемы молей всех идеальных газов при одинаковых параметрах одинаковы, т.е. число молей при одинаковых параметрах идеальных газов прямо пропорционально полным объемам этих газов: $V_{\mu i} = V_i / M_i = V_{CM} / M_{CM} = V_{\mu CM}$.

Существует взаимосвязь массовых и объемных долей смеси. Ее несложно получить, выразив массы газов через произведение их объемов на плотности, а отношение плотностей при одинаковых параметрах, в соответствии с законом Авогадро, заменив отношением молярных масс.

2. Соотношение между массовыми и объемными долями.

Газовой смесью понимается смесь отдельных газов, не вступающих между собой ни в какие химические реакции. Каждый газ (компонент) в смеси независимо от других газов полностью сохраняет все свои свойства и ведет себя так, как если бы он один занимал весь объем смеси.

Парциальное давление – это давление, которое имел бы каждый газ, входящий в состав смеси, если бы этот газ находился один в том же количестве, в том же объеме и при той же температуре, что и в смеси.

Газовая смесь подчиняется закону Дальтона:

Общее давление смеси газов равно сумме парциальных давлений отдельных газов, составляющих смесь. $P = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n = \sum P_i$, (2.14)
где $P_1, P_2, P_3 \dots P_n$ – парциальные давления.

Состав смеси задается объемными, массовыми и мольными долями, которые определяются соответственно по следующим формулам: $r_1 = V_1 / V_{CM}$; $r_2 = V_2 / V_{CM}$; ... $r_n = V_n / V_{CM}$, (2.15)

$$g_1 = m_1 / m_{CM}; g_2 = m_2 / m_{CM}; \dots g_n = m_n / m_{CM}, (2.16)$$

$r_1' = v_1 / v_{CM}$; $r_2' = v_2 / v_{CM}$; ... $r_n' = v_n / v_{CM}$, (2.17) где $V_1; V_2; \dots V_n; V_{CM}$ – объемы компонентов и смеси;

$m_1; m_2; \dots m_n; m_{CM}$ – массы компонентов и смеси;

$v_1; v_2; \dots v_n; v_{CM}$ – количество вещества (киломолей)

компонентов и смеси.

Для идеального газа по закону Дальтона: $r_1 = r_1'$; $r_2 = r_2'$; ... $r_n = r_n'$. (2.18) Так как $V_1 + V_2 + \dots + V_n = V_{см}$ и $m_1 + m_2 + \dots + m_n = m_{см}$, то $r_1 + r_2 + \dots + r_n = 1$, (2.19)

$g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1$. (2.20) Связь между объемными и массовыми долями следующее: $g_1 = r_1 \cdot \mu_1 / \mu_{см}$; $g_2 = r_2 \cdot \mu_2 / \mu_{см}$; ... $g_n = r_n \cdot \mu_n / \mu_{см}$, (2.21) где: $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n$, $\mu_{см}$ – молекулярные массы компонентов и смеси.

Молекулярная масса смеси: $\mu_{см} = r_1 \mu_1 + r_2 \mu_2 + \dots + r_n \mu_n$. (2.22) Газовая постоянная смеси: $R_{см} = g_1 R_1 + g_2 R_2 + \dots + g_n R_n =$

$$= R_{\mu} (g_1 / \mu_1 + g_2 / \mu_2 + \dots + g_n / \mu_n) =$$

$= 1 / (r_1 / R_1 + r_2 / R_2 + \dots + r_n / R_n)$. (2.23) Удельные массовые теплоемкости смеси: $c_{р см.} = g_1 c_{р 1} + g_2 c_{р 2} + \dots + g_n c_{р n}$. (2.24)

$c_{v см.} = g_1 c_{v 1} + g_2 c_{v 2} + \dots + g_n c_{v n}$. (2.25) Удельные молярные (молекулярные) теплоемкости смеси:

$$c_{р \mu см.} = r_1 c_{р \mu 1} + r_2 c_{р \mu 2} + \dots + r_n c_{р \mu n}. (2.26)$$

$$c_{v \mu см.} = r_1 c_{v \mu 1} + r_2 c_{v \mu 2} + \dots + r_n c_{v \mu n}. (2.27)$$

3. Газовая постоянная смеси.

Используя обычное выражение газовой постоянной для смеси газов, получим. Поскольку значение газовой постоянной компонента смеси может быть определено по его молярной массе, т. е. $R_i = 8314 / M$, то выражение (3.14) принимает вид

При первом способе смешения объем газовой смеси равен сумме объемов газа, из которых состоит смесь. Пусть, например, имеются два резервуара (рис. 3-23), в каждом из которых заключен какой-нибудь газ. Если эти резервуары соединены трубопроводом, на котором установлена задвижка, то через некоторый промежуток времени после открытия ее вследствие теплового движения молекул образуется равномерно распределенная по всему объему смесь при этом предполагается, что смешиваемые газы не могут вступать в химическое взаимодействие. Состав полученной смеси нетрудно определить, если найти количества газов, взятые для смешения. По известному составу можно найти молекулярную массу, газовую постоянную, теплоемкость смеси, объемный состав ее. [с.146]

$O_{см} / c_{м} = O_x + / 2 + \dots + 0 / , +. \dots + G / ,$ откуда получаем значение газовой постоянной газовой смеси.

Т. е. газовая постоянная газовой смеси равна сумме произведений весовой доли каждого составляющего газа на его газовую постоянную.

R_i — газовая постоянная i -го компонента, R — отношение теплоемкостей и газовая постоянная газовой смеси рабочего тела

Удельная газовая постоянная паровоздушной смеси $K_{ем}$ и величина B

R_i — газовые постоянные компонентов смеси.

С помощью этого определения можно получить выражение для R_e через газовые постоянные компонентов смеси. Теперь мы рассмотрим

Газовая постоянная сухого воздуха $R_{\text{возд}} = 29,27$, а газовая постоянная паровоздушнoй смеси, как выводится в курсе термодинамики, равна.

Газовая постоянная R смеси проще всего определяется из уравнения .

В цилиндре действительного двигателя уменьшение давления выхлопа характеризуется линией 4—1 (см. фиг. 8. 1), количество газа в этом процессе все время убывает. Следовательно, так как продукты горения в горючую смесь не обращаются, то цикл разомкнут между точками 4 и 1. Процесс между этими точками заменен на диаграммах (фиг. 8. 2 и 8. 3) изохорным процессом с отводом от рабочего агента тепла в холодильник, причем количество рабочего агента принимается за постоянное и неизменное по составу во всех процессах цикла. Такая замена возможна в обеих диаграммах потому, что газовые постоянные горючей смеси и продуктов горения по величине незначительно отличаются одна от другой, работа каждого процесса 1—2 как на фиг. 8. 1, так и на фиг. 8.2 равна нулю и действительное количество тепла q_{21} , отдаваемое продуктами сгорания воздуху при переходе от состояния 4 к состоянию 1 (см. фиг. 8. 1), равно количеству тепла q_{21} , отнимаемому от рабочего агента при изохорном переходе от состояния 4 к состоянию 1 (фиг. 8.3), т. е. $q_{21} = q_{21}$. [с.160]

Введенное на основе формальных соображений в уравнение (51) число V_m можно назвать газовой постоянной 11 смеси. Так как .

Смесь идеальных газов является тоже идеальным газом и подчиняется уравнениям Клапейрона и Клапейрона—Менделеева. Газовую постоянную для смеси газов можно найти, если известен состав смеси и газовые постоянные ее компонентов.

Пример 1-11. Определить газовую постоянную горючей смеси, состоящей из 1,3 м воздуха и 1 ж генераторного газа, если удельный вес последнего при 0°C и 760 м.н рт. ст. равен 1,2 кг м . Объемные содержания воздуха и газа .

4. Парциальные давления.

Парциальное давление одного идеального газа в смеси разных идеальных газов по определению равно давлению, которое будет оказываться, если он одиночку занимает тот же объём при той же температуре как и вся смесь. Идея теории состоит в том, что молекулы идеального газа настолько далеки одна от другой, что они не мешают друг другу. Реально существующие газы очень близко подходят к этому идеалу.

Закон Дальтона: общее давление смеси идеальных газов равно сумме парциальных давлений каждого газа в смеси.

Например, дана смесь идеального газа из азота (N_2), водорода (H_2) и гелия (He), тогда:

$$P_{\text{смеси}} = P_{\text{азота}} + P_{\text{водорода}} + P_{\text{гелия}}$$

где:

- $P_{\text{азота}}$ - парциальное давление азота
- $P_{\text{водорода}}$ - парциальное давление водорода
- $P_{\text{гелия}}$ - парциальное давление гелия

Мольная доля компонентов идеального газа в газовой смеси равна объёмной доле этого компонента в газовой смеси.

$$x_{\text{азота}} = V_{\text{азота при } P_{\text{смеси}}} / V_{\text{смеси}}$$

Мольная доля компонентов идеального газа в газовой смеси равна отношению его парциального давления к давлению смеси.

$$x_{азота} = P_{азота} / P_{смеси}$$

5. Понятие о теплоемкости. Постоянная и переменная, средняя и истинная теплоемкости.

Для реальных газов теплоемкости c_v и c_p зависят от давления и температуры газа. Это обусловлено наличием сил межмолекулярного взаимодействия, изменением взаимного положения атомов в молекулах (молекулы двух и многоатомных газов не жесткие, присутствует колебательное движение атомов в молекуле) и неравномерным распределением внутренней энергии по степеням свободы в зависимости от изменения температуры и давления газа.

Зависимость теплоемкости газов от давления в большей степени проявляется в состоянии газов, близком к области насыщения, об этом будет сказано в разделе "Реальные газы и пары". Для газов, состояние которых далеко от области насыщения, зависимость теплоемкости от давления незначительна и при практических расчетах ею пренебрегают. Зависимость от температуры очень существенна, ей пренебрегать при точных расчетах нельзя.

Аналитическое выражение этой зависимости весьма сложное и требует нахождения целого ряда экспериментальных констант для каждого газа. Практическое определение теплоемкостей c_v и c_p реальных газов ведется экспериментально. В соответствии с этим были введены понятия истинной и средней теплоемкости газа.

Истинная теплоемкость газа соответствует расчетному выражению

$$c_{t_1} = \left(\frac{dq}{dt} \right)_{\lim \Delta t \rightarrow 0} \quad (4.35)$$

Она определяется как частное от деления элементарной теплоты процесса на элементарное изменение его температуры относительно точки процесса с фиксированной температурой (рис.4.2). Для реальных газов каждому значению температуры процесса соответствует вполне определенное значение истинной теплоемкости.

Экспериментальная зависимость истинной теплоемкости процесса реального газа от температуры обычно представляется в виде степенного полинома графика (рис.4.2), или табличного численного материала.

$$c = a + b_1 t + b_2 t^2 + b_3 t^3 + \dots + b_n t^n \quad (4.36)$$

Определение теплоты с помощью истинной теплоемкости ведется интегрированием

$$q_{12} = \int_{t_1}^{t_2} c dt \quad (4.37)$$

Теплота q_{12} на рис.4.3 соответствует площади под процессом 12.

Средняя теплоемкость газа соответствует расчетному выражению

$$c_{m12} = \frac{q_{12}}{t_2 - t_1} \quad (4.38)$$

она определяется как теплота процесса, идущего в интервале температур t_1 и t_2 , деленная на разность этих температур (рис.4.3).

Средней теплоемкостью можно пользоваться только на данном интервале температур. Это очень неудобно, т.к. для практических расчетов необходимо в таблицах экспериментальных данных по средним теплоемкостям предусмотреть все возможные температурные интервалы. Выход из этой ситуации был найден введением средней теплоемкости, определенной от одинаковой начальной температуры. В качестве такой температуры приняли 0°C . Расчетное выражение средней теплоемкости, определенной от 0°C , имеет вид

$$c_{m0t} = \frac{q_{0t}}{t - 0} = \frac{q_{0t}}{t} \quad (4.39)$$

Используя эту теплоемкость, можно определить теплоту и среднюю теплоемкость в любом интервале температур процесса (рис.4.3). Площадь под процессом A1 соответствует теплоте $q_{01}=c_{m01}t_1$, а под процессом A2 - теплоте $q_{02}=c_{m02}t_2$, теплота процесса 12 определяется как разность этих площадей

$$q_{12} = q_{02} - q_{01} = c_{m02}t_2 - c_{m01}t_1 \quad (4.40)$$

Следовательно, средняя теплоемкость на интервале температур t_1 и t_2 будет определяться как

$$c_{m12} = \frac{c_{m02}t_2 - c_{m01}t_1}{t_2 - t_1} \quad (4.41)$$

В справочных таблицах свойств газов даются значения истинных теплоемкостей при конкретных температурах и средних теплоемкостей в интервале от 0°C до t .

Экспериментально проще определяются изобарные теплоемкости газов. Изохорные теплоемкости газов, подчиняющихся уравнению $Pv=RT$, рассчитывают по формуле Майера $c_v = c_p - R$. Удельные мольные и объемные теплоемкости реальных газов рассчитываются по их соотношениям с удельными массовыми теплоемкостями.

6. Теплоемкость смеси идеальных газов.

В тепловых двигателях (машинах) рабочим телом являются смеси различных газов. Если компоненты смеси не вступают в химические реакции между собой, и каждый компонент подчиняется уравнению состояния Клайперона, то такая смесь рассматривается как идеальный газ.

Для расчета смеси необходимо определить $\mu_{см}$ - среднемолярную массу и $R_{см}$ - удельную газовую постоянную смеси. Для их определения необходимо знать состав смеси, т. е. какие компоненты и в каких количествах образуют данную смесь, какие параметры имеет каждый компонент входящий в смесь.

Каждый компонент смеси ведет себя так, как если бы в смеси не было других газов, занимает весь располагаемый объем, в котором находится смесь, следует своему уравнению состояния и оказывает на стенки свое так называемое парциальное давление, при этом температура всех компонентов смеси одинакова и равна температуре смеси.

По закону Дальтона давление смеси P равно сумме парциальных давлений отдельных компонентов, входящих в смесь:

$$P = P_1 + P_2 + \dots + P_n = \sum_{i=1}^n P_i, \quad (1.20)$$

где n - число компонентов смеси.

По закону Амага - объем смеси V равен сумме парциальных объемов отдельных компонентов, входящих в смесь при температуре и под давлением смеси:

$$V = V_1 + V_2 + \dots + V_n = \sum_{i=1}^n V_i, \quad (1.21)$$

где V_i - парциальный объем, м^3 ; V - объем смеси, м^3

Состав смеси задают объемными (молярными) или массовыми долями.

Объемная доля i -го компонента τ_i - это отношение парциального объема компонента

к объему смеси, т. е. $\tau_i = \frac{V_i}{V}$, тогда сумма объемных долей компонентов смеси равна 1, т.

$\sum_{i=1}^n \tau_i = 1$. Если значение τ_i заданы в %, то их сумма = 100%.

Молярная доля i -го компонента n_i - это отношение числа киломолей компонента N_i к

числу киломолей смеси N , т. е. $n_i = \frac{N_i}{N}$, где $N_i = V_i / V_{\mu_i}$, $N = V / V_{\mu}$, т. е. число киломолей каждого компонента и смеси в целом равно отношению соответствующего на объем, занимаемый одним киломолем компонента V_{μ_i} и смеси в целом V_{μ} .

Учитывая, что идеальный газ при одинаковых условиях имеет одинаковый объем

киломоля, то после подстановки получаем: $n_i = \frac{V_i}{V} = \tau_i$, т. е. для идеальных газов молярные и объемные доли численно равны.

Массовая доля i -го компонента g_i - это отношение массы компонента M_i к массе

смеси M : $g_i = \frac{M_i}{M}$, отсюда следует, что масса смеси равна сумме масс

компонентов $M = \sum_{i=1}^n M_i$, а так же сумма массовых долей компонентов равна 1 (или 100%).

Пересчет объемных долей в массовые и обратно производится на основе следующих соотношений:

$$M = \rho \cdot V = \frac{\mu \cdot V}{22.4}$$

где $\rho = \mu / 22.4$, кг/м^3 .

Откуда следует, что массовая доля i -го компонента определится из соотношения:

$$g_i = \frac{M_i}{M} = \frac{\rho_i V_i}{\rho_{\text{см}} V} = \frac{\rho_i \tau_i}{\rho_{\text{см}}} = \frac{\mu_i \tau_i}{\mu_{\text{см}}} = \frac{R_{\text{см}} \tau_i}{R_i},$$

где $\rho_{\text{см}}$ - плотность смеси, кг/м^3 , $\tau_i = V_i / V$ - объемная доля i -го компонента.

В дальнейшем можно определить через объемные доли.

$$\mu_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n \mu_i \tau_i,$$

$$R_{см} = \frac{8314}{\mu_{см}} = \frac{8314}{\sum_i r_i \mu_i}$$

Плотность смеси для объемных долей определяется из соотношения

$$\rho_{см} \cdot V = \sum_i \rho_i \cdot V_i, \quad \rho_{см} = \sum_i \rho_i \cdot \frac{V_i}{V} = \sum_i \rho_i r_i, \quad (1.22)$$

а также

$$V_{см} = \frac{1}{\rho_{см}} = \frac{1}{\sum_i \rho_i \cdot r_i} = \frac{1}{\sum_i \frac{r_i}{V_i}}$$

Парциальное давление определяется по формулам:

$$P_i \cdot V_{см} = V_i \cdot P_{см} \text{ или } P_i = P_{см} \cdot r_i = P_{см} \cdot \frac{V_i}{V_{см}} \quad (1.23)$$

Уравнения состояния компонентов и смеси в целом имеют вид:

$$P_i \cdot V = M_i \cdot R_i \cdot T,$$

$$P \cdot V = M \cdot R_{см} \cdot T,$$

откуда после преобразований получаем для массовых долей

$$R_{см} = \frac{\sum_i R_i \cdot g_i}{\sum_i R_i \cdot g_i}, \quad \mu_{см} = \frac{8314}{\sum_i R_i \cdot g_i} \quad (1.24)$$

Плотность и удельный объем смеси для массовых долей:

$$\rho_{см} = \frac{1}{\sum_i \frac{g_i}{\rho_i}}, \quad V_{см} = \sum_i \frac{g_i}{\rho_i} = \sum_i V_i \cdot g_i \quad (1.25)$$

Для расчета парциальных давлений используется формула:

$$P_i = P_{см} \frac{R_i \cdot g_i}{\sum_i R_i \cdot g_i} \quad (1.26)$$

Пересчет массовых долей в объемные выполняется по формуле:

$$r_i = \frac{\rho_{см}}{\rho_i} = \frac{\frac{g_i}{\rho_i}}{\sum_i \frac{g_i}{\rho_i}} = \frac{\frac{\mu_i}{\rho_i}}{\sum_i \frac{\mu_i}{\rho_i}}$$

При определении теплоемкости смеси газов исходят из положения о том, что для нагрева (охлаждения) газовой смеси необходимо нагреть (охладить) каждый из компонентов смеси

$$Q = MC_{см} \Delta t = \sum Q_i, \quad (1.27)$$

где $Q_i = M_i c_i \Delta t$ – теплота, затраченная на изменение температуры i -го компонента смеси, c_i – массовая теплоемкость i -го компонента смеси.

Теплоемкость смеси определяется из соотношения (если смесь задана массовыми долями

$$C_{p,см} = \sum_1^n C_{p,i} g_i, \quad \text{аналогично} \quad C_{v,см} = \sum_1^n C_{v,i} g_i. \quad (1.28)$$

Молярная и объемная теплоемкости для смеси заданной объемными долями определяются

$$\mu C_{p,см} = \sum_1^n \mu C_{p,i} \varphi_i; \quad C'_{p,см} = \sum_1^n C'_{p,i} \varphi_i; \quad (1.29)$$

$$\mu C_{v,см} = \sum_1^n \mu C_{v,i} \varphi_i; \quad C'_{v,см} = \sum_1^n C'_{v,i} \varphi_i$$

Методы расчета коэффициента теплоемкости смеси идеальных газов:

Методы расчета коэффициента теплоемкости индивидуального вещества в состоянии идеального газа приведены на странице: методы расчета коэффициента теплоемкости, по коэффициентам параметрической функции, хранящимся в базе данных на странице: коэффициент теплоемкости: идеальный газ.

Коэффициент теплоемкости смеси идеальных газов:

Коэффициент теплоемкости смеси идеальных газов является аддитивной суммой коэффициентов теплоемкости индивидуальных веществ с учетом концентраций этих веществ в смеси:

Выбор типа концентрации определяется формой задания коэффициентов теплоемкости индивидуальных веществ. Если удельные коэффициенты теплоемкости индивидуальных веществ определены на единицу массы, то $y_i = c_i$ - используются массовые концентрации. Для удельных коэффициентов теплоемкости индивидуальных веществ, приведенных к одному молю $y_i = x_i$ - используется мольные концентрации. Формулы пересчета одних концентраций в другие приведены на странице: смеси идеальных газов

Обозначения

$C_{p,i}$ - коэффициент теплоемкости i -го компонента

$C_{p,mix}$ - коэффициент теплоемкости смеси

c_i - массовая концентрация i -го компонента

x_i - мольная концентрация i -го компонента

1. 3 Лекция №3(2 часа).

Тема: «Первый закон термодинамики. Исследование политропного и адиабатного процессов».

1.3.1 Вопросы лекции:

1. Первый закон термодинамики как закон сохранения и превращения энергии.
2. Свойства работы как формы обмена энергией.

3. Свойства теплоты как формы обмена энергией.
4. Уравнение первого закона термодинамики для закрытых систем
5. Уравнение первого закона термодинамики для открытых систем
6. Исследование политропического процесса.
7. Исследование адиабатического процесса.

1.3.2 Краткое содержание вопросов:

1. Первый закон термодинамики как закон сохранения и превращения энергии

Термодинамический метод основан на использовании всеобщего закона сохранения энергии при ее превращениях, согласно которому: *энергия не исчезает и не возникает вновь, она лишь переходит из одного вида в другой в различных физических и химических процессах.* Другими словами, для любой изолированной системы энергия, заключенная в этой системе, сохраняется неизменной.

Энергетическое состояние термодинамической системы и уровень ее собственной энергии определяется такой величиной как *внутренняя энергия*. Внутренняя энергия тела складывается из поступательного и вращательного движений молекул, составляющих тело, энергии внутримолекулярных колебаний, внутриатомной и внутриядерной энергии.

В термодинамике в основном рассматриваются термодинамические системы взаимодействующие с окружающей средой, то есть не являющиеся изолированными. В этом случае изменение внутренней энергии ΔU системы определяют, изучая род взаимодействия системы с окружающей средой. При этом важно, что характер изменений в термодинамической системе зависит не от свойств окружающих тел, а исключительно от способа передачи энергии, то есть от рода взаимодействия. Поэтому при составлении баланса энергии термодинамической системы алгебраически суммируются воздействия каждого рода, исходящие от всех тел окружающей среды. Если через Q_k обозначить количество воздействий k -го рода, то уравнение сохранения энергии можно представить в виде:

$$\Delta U = \sum_{k=1}^{k=n} Q_k,$$

где n – число родов взаимодействий, или число термодинамических степеней свободы системы.

Представленное уравнение является формой выражения *первого закона термодинамики* для произвольной термодинамической системы с многими степенями свободы, который может быть сформулирован так: *изменение внутренней энергии термодинамической системы равно алгебраической сумме внешних воздействий.*

При рассмотрении термодиформационной термодинамической системы таких внешних воздействий всего два: теплота и работа. Причем термическое воздействие, то есть количество подводимой теплоты Q , считается положительным в том случае, если теплота подводится от окружающей среды к термодинамической системе (рис. 2.1). А работа, наоборот, будет тогда положительной, когда система совершает работу над окружающей средой.

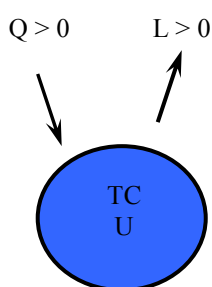


Рис. 2.1. Внешние

В технической термодинамике отдельно рассматривается работа объемной деформации системы и работа, не связанная с объемной деформацией. Механическая работа, совершаемая при объемной деформации, называется *работой расширения* и обозначается L .

С учетом введенных обозначений и правила знаков уравнение первого закона термодинамики для термодиформационной системы получит вид:

воздействия на термодинамическую систему $\Delta U = Q - L$,

а первый закон следующую формулировку: *изменение внутренней энергии термодинамической системы равно разности между количеством теплоты и работы.*

Перепишав представленное выражение в форме:

$$Q = \Delta U + L,$$

можно получить еще одну формулировку первого закона термодинамики: *подводимая к термодинамической системе теплота затрачивается на изменение внутренней энергии системы и на совершение работы.*

Оба представленных выражения, определяют изменения в термодинамической системе, происшедшие в конечном термодинамическом процессе. В случае элементарного, бесконечно малого процесса теплота, работа и, следовательно, изменение внутренней энергии системы бесконечно малы. Тогда:

$$dU = dQ - dL \quad \text{или} \quad dQ = dU + dL.$$

Если масса системы неизменна и сама система представляет собой однородное рабочее тело, то уравнения первого закона термодинамики могут быть записаны в удельных величинах:

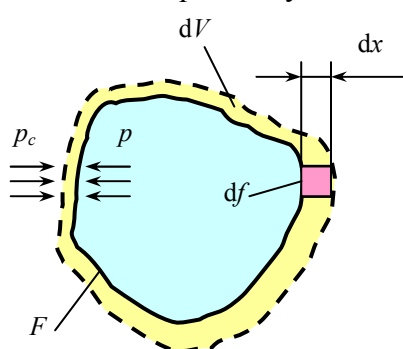
$$du = dq - dl \quad \text{или} \quad dq = du + dl.$$

Кроме работы расширения термодинамическая система может совершать и другие виды работ. Любой вид работы, за исключением работы расширения обозначим символом L^* . Тогда уравнения первого закона термодинамики для элементарного процесса запишутся в виде:

$$du = dq - dl - \sum dl^* \quad \text{или} \quad dq = du + dl + \sum dl^*.$$

2. Свойства работы как формы обмена энергией

Рассмотрим процесс подвода теплоты от какого-либо источника теплоты к некоторому газу, находящемуся под давлением p и заключенному в оболочку, способную деформироваться без сопротивления. Как известно, тела при нагревании расширяются. При бесконечно малом расширении газа оболочка (контрольная поверхность) системы смещается в сторону окружающей среды на бесконечно малое расстояние dx , которое может быть различным на разных участках поверхности (рис. 2.2).



При этом на каждом участке с элементарной площадью df поверхности F бесконечно малая сила $p df$ совершает над окружающей средой бесконечно малую работу $p \cdot df \cdot dx$. Для вычисления элементарной работы расширения dL , совершаемой всей термодинамической системой, необходимо просуммировать работу на каждом элементарном участке поверхности F , то есть необходимо вычислить интеграл по всей поверхности F :

$$dL = \int_F p df dx.$$

Рис. 2.2. Схема объемной деформации

Давление p можно вынести за знак интеграла, так как давление газообразных и жидких тел не зависит от ориентации площадки (закон Паскаля). Оставшийся интеграл представляет собой бесконечно малое приращение dV объема всей системы в результате деформации.

Следовательно, элементарная работа расширения физически однородной системы равна:

$$dL = p dV.$$

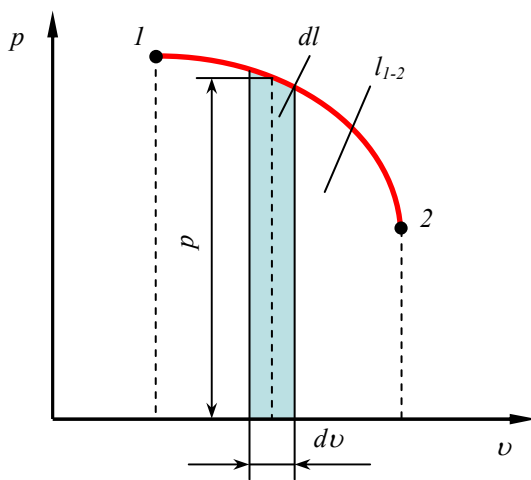
Разделив полученное выражение на массу m однородного рабочего тела, заключенного в объеме V , получим выражение для элементарной удельной работы расширения:

$$dl = p dv.$$

В конечном термодинамическом процессе давление в общем случае не остается постоянным, поэтому для вычисления работы процесса требуется интегрирование выражения для элементарной работы по всему процессу от начального состояния 1 до конечного состояния 2:

$$l_{1-2} = \int_1^2 dl = \int_1^2 p dv.$$

Для вычисления интеграла необходимо знать зависимость давления в системе от ее объема в данном термодинамическом процессе $p = p(v)$, которую также можно представить графически на p - v -диаграмме (рис. 2.3). Площадь заштрихованной фигуры определяется



Знак элементарной работы dl определяется знаком dv , так как абсолютное давление есть всегда величина постоянная. При расширении системы $dv > 0$ (процесс 1-2), работа производится системой над окружающей средой и считается *положительной*. При сжатии системы $dv < 0$ (процесс 2-1), работа совершается окружающей средой над системой и считается *отрицательной*.

Важнейшим свойством работы как формы обмена энергией является зависимость количества работы от вида термодинамического процесса.

Рис. 2.3. Графическое определение работы

произведением $p dv$ и поэтому представляет собой элементарную работу расширения dl на элементарном участке процесса, а вся площадь под кривой 1-2 – полную работу процесса.

Для термодинамических систем, обладающих двумя термодинамическими степенями свободы, вид уравнения процесса определяется не только деформационным воздействием, но и одновременно протекающим термическим воздействием, то есть теплообменом. Это выражается зависимостью давления от двух переменных – объема и, например, температуры, а действительная линия такого процесса представляет собой пространственную кривую в координатах p, v, T .

Поэтому, одно и то же конечное состояние системы может быть достигнуто в ходе различных термодинамических процессов, изображающихся различными пространственными линиями на поверхности состояний $F(p, v, T) = 0$.

Проекция этих линий на плоскость p - v – диаграммы различны (рис. 2.4), различны и уравнения процессов. В связи с этим различные термодинамические процессы при одинаковых начальном и конечном состояниях дают различные количества работы, которыми система в этих процессах обменивается с окружающей средой.

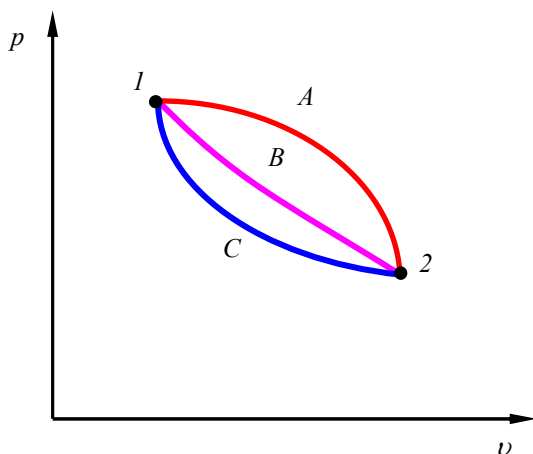


Рис. 2.4. Зависимость работы от вида термодинамического процесса

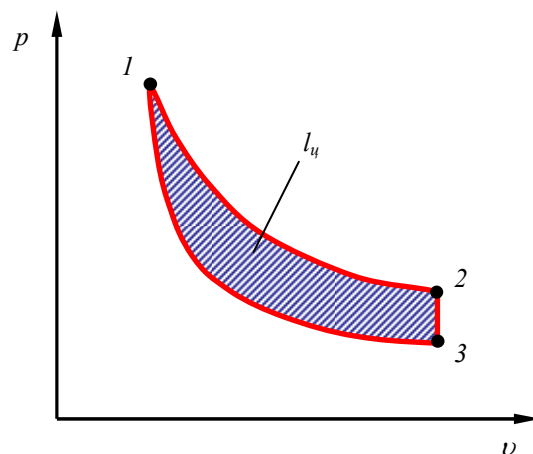


Рис. 2.5. Работа термодинамического цикла

Так, например, работа процесса A больше работы процесса B и тем более больше работы процесса C .

Таким образом, *работа термодинамического процесса не может быть вычислена по начальному и конечному состояниям системы, она зависит от вида термодинамического процесса, в результате которого система переходит из начального состояния в конечное.*

Зависимость работы от вида процесса приводит к ряду важных математических и физических следствий:

1. Элементарная работа не является полным дифференциалом некоторой функции, и интеграл по замкнутому контуру подинтегрального выражения в общем случае не равен нулю.

2. В замкнутом термодинамическом процессе (цикле) 1-2-3-1 (рис. 2.5) система получает от окружающей среды (или отдает ей) некоторое конечное количество энергии в форме работы цикла l_u , причем в состоянии системы никаких изменений не остается:

$$l_u = \oint dl = \oint p dV.$$

Графически указанная работа выражается площадью ограниченной замкнутой кривой 1-2-3-1, полученной алгебраическим суммированием положительных (при $dV > 0$) и отрицательных (при $dV < 0$) площадей, соответствующих процессам расширения и сжатия.

Кроме того, выражение $dL = p dV$, в котором абсолютное давление p представляет собой потенциал деформационного взаимодействия, а объем V – координату деформационного состояния, позволяет сделать следующее обобщение.

Для всех родов взаимодействия, сопровождающихся передачей энергии любого вида, количество воздействия выражается произведением потенциала данного взаимодействия на изменение соответствующей координаты термодинамического состояния:

$$dQ_k = P_k dx_k,$$

где P_k – потенциал взаимодействия k -го рода;

dx_k – координата термодинамического состояния при взаимодействии k -го рода.

3. Свойства теплоты как формы обмена энергией

По аналогии с работой количество теплоты в равновесном процессе может быть выражено в виде произведения потенциала термического взаимодействия (температуры T) на изменение координаты термического состояния (энтропии S):

$$dQ = T dS,$$

или для удельного количества теплоты:

$$dq = T ds.$$

Так как термодинамическая температура всегда положительна, то алгебраический знак количества теплоты в представленных выражениях совпадает со знаком изменения энтропии. При подводе теплоты ($dq > 0$) энтропия системы возрастает ($ds > 0$), при отводе

теплоты ($dq < 0$) энтропия убывает ($ds < 0$). Поэтому с определенной точностью говорить о том, получает или отдает система теплоту в некотором процессе, можно лишь по изменению энтропии, но не по изменению температуры.

Для определения полного количества теплоты конечного процесса необходимо проинтегрировать выражение для элементарного количества теплоты от начального состояния 1 до конечного состояния 2:

$$q_{1-2} = \int_1^2 dq = \int_1^2 Tds.$$

Для выполнения интегрирования, необходимо знать функциональную зависимость температуры системы от ее энтропии в данном процессе $T = T(s)$. Эта функциональная зависимость может быть представлена графически на *энтропийной* Ts -диаграмме (рис. 2.6). Заштрихованная площадь участка процесса 1-2 определяется произведением Tds и поэтому представляет собой бесконечно малое количество теплоты dq на элементарном участке процесса. Площадь под кривой 1-2 (линией процесса) представляет собой полное количество теплоты, которым обмениваются между собой система и окружающая среда в процессе 1-2.

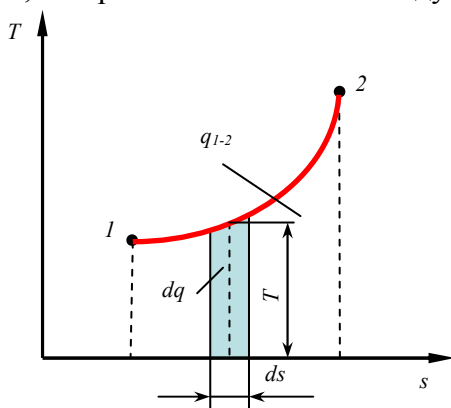


Рис. 2.6. Ts -диаграмма

Количество теплоты как форма обмена энергией обладает тем же свойством, что и количество работы: количество теплоты зависит от вида термодинамического процесса, переводящего систему из начального состояния в конечное. Следовательно, количество теплоты не является функцией состояния системы, то есть не может быть вычислено только по начальному и конечному состояниям системы, и поэтому не обладает свойствами полного дифференциала.

термодинамического
процесса

Как и в случае работы, при интегрировании выражения для элементарного количества теплоты по замкнутому контуру, в общем случае будет получена величина теплоты цикла, не равная нулю:

$$q_{\text{ц}} = \oint dq = \oint Tds \neq 0.$$

Это означает, что в замкнутом термодинамическом процессе (цикле) система получает из окружающей среды (или отдает ей) некоторое количество энергии $q_{\text{ц}}$ в форме теплоты, причем в состоянии самой системы не происходит никаких изменений.

4. Уравнение первого закона термодинамики для закрытых систем

Подставив в общее уравнение первого закона термодинамики

$$du = dq - dl - dl^*$$

выражения для элементарного количества теплоты $dq = Tds$ и элементарной работы расширения $dl = pdv$, получим *уравнение первого закона термодинамики для равновесных термодинамических процессов в закрытой термодинамической системе*:

$$du = Tds - pdv - dl^*.$$

Если система совершает только работу расширения, то будет получено *основное уравнение термодинамики*:

$$du = Tds - pdv \quad \text{или} \quad Tds = du + pdv.$$

При предыдущем рассмотрении было установлено, что ни теплота, ни работа не являются функциями состояния системы, то есть они зависят от вида термодинамического

процесса. Является ли функцией процесса внутренняя энергия или же эта величина обладает иными свойствами?

Для ответа на этот вопрос рассмотрим круговой термодинамический процесс (цикл) и укажем еще одну формулировку первого закона термодинамики.

Уравнение первого закона термодинамики для цикла записывается следующим образом:

$$\oint du = \oint dq - \oint dl.$$

А еще одна формулировка первого закона термодинамики звучит так: *вечный двигатель первого рода не существует*, то есть такой двигатель, который давал бы полезную работу без затраты энергии извне. Это означает, что окружающая среда, получив определенное количество энергии за цикл в форме работы, должна отдать такое же количество энергии в форме теплоты:

$$\oint dl = \oint dq.$$

Тогда уравнение первого закона термодинамики для цикла может быть записано в виде:

$$\oint du = 0.$$

Эта форма записи указывает на то, что при осуществлении кругового термодинамического процесса (цикла) система возвращается в исходное состояние и внутренняя энергия системы остается без изменений. Таким образом, *внутренняя энергия является функцией состояния системы*, то есть таким же термодинамическим параметром, как, например, удельный объем, температура, давление, *и изменение внутренней энергии не зависит от вида термодинамического процесса*.

Следовательно, величины, упоминавшиеся до сих пор в связи с анализом энергетических взаимодействий системы, могут быть разделены на две группы: *функции состояния* (термодинамические параметры) и *функции процесса*.

Для определения изменения любой функции состояния в результате осуществления термодинамического процесса достаточно найти разность между конечным и начальным значениями анализируемой функции состояния. Например,

- изменение внутренней энергии

$$\Delta u = \int_1^2 du = u_2 - u_1;$$

- изменение давления

$$\Delta p = \int_1^2 dp = p_2 - p_1 \text{ и т.д.}$$

Для функций процесса dq и dl такого понятия как «изменение при осуществлении термодинамического процесса» не существует. Эти величины представляют собой лишь бесконечно малые количества передаваемой системе (или системой в окружающую среду) энергии в форме теплоты или работы. И для вычисления интегралов от этих величин необходимо знать уравнения процессов:

$$q_{1-2} = \int_1^2 dq = \int_1^2 Tds \quad \text{и} \quad l_{1-2} = \int_1^2 dl = \int_1^2 p dv.$$

Итак, первый закон термодинамики для закрытых систем может быть записан в дифференциальной и интегральной формах:

$du = Tds - pdv - dl^*$ – дифференциальная форма;

$u_2 - u_1 = \int_1^2 Tds - \int_1^2 pdv - L_{1-2}^*$ – интегральная форма.

Если система совершает только работу расширения, то эти уравнения будут записаны следующим образом:

$du = Tds - pdv$ или $Tds = du + pdv$;

$u_2 - u_1 = \int_1^2 Tds - \int_1^2 pdv$ или $\int_1^2 Tds = (u_2 - u_1) + \int_1^2 pdv$.

5. Уравнение первого закона термодинамики для открытых систем

Внутренняя энергия – не единственный вид энергии, которым может обладать термодинамическая система. Рассмотрим небольшой объем жидкости, движущейся вместе с окружающим ее потоком. Такая жидкая частица обладает кинетической энергией, потенциальной энергией в поле сил тяжести и, наконец, внутренней энергией. Сумма этих трех энергий есть полная энергия системы. Из сказанного ясно, что к внутренней энергии относится та часть полной энергии термодинамической системы, которая не связана с движением системы как целого и с положением системы в поле сил тяжести.

В этой связи открытые системы имеют ряд особенностей, отличающих их от закрытых систем.

1. В общем балансе энергии дополнительно к изменению внутренней энергии необходимо учитывать изменение *кинетической энергии*, которой обладает рабочее тело,двигающееся относительно границ системы.

2. При вводе рабочего тела необходимо преодолевать действие внутреннего давления в системе, то есть совершать *работу проталкивания*.

3. Рабочее тело, находясь в пределах системы, может производить работу, не связанную с деформацией системы, то есть с изменением ее объема. Это работа, например, совершаемая газом при вращении ротора турбины. *Работа рабочего тела в проточной системе, не связанная с деформацией границ, называется технической работой L_m* .

4. В некоторых случаях может играть существенную роль изменение *потенциальной энергии* рабочего тела в поле внешних сил.

Для учета особенностей открытых термодинамических систем в уравнении первого закона термодинамики рассмотрим схему такой системы (рис. 2.7). Границы системы образованы сечением 1-1 (вход рабочего тела в систему), сечением 2-2 (выход рабочего тела), жесткими стенками 3 и сечением 4 вращающегося вала. Вал передает в окружающую среду (потребителю) техническую работу L_m , совершаемую в системе при взаимодействии потока рабочего тела с лопатками 5 ротора турбины. Рабочее тело может получать некоторое количество теплоты Q , например, за счет сжигания топлива в камере сгорания 6. Потенциальная энергия рабочего тела при его движении изменяется, так как центры тяжести входного и выходного сечений расположены на разной высоте.

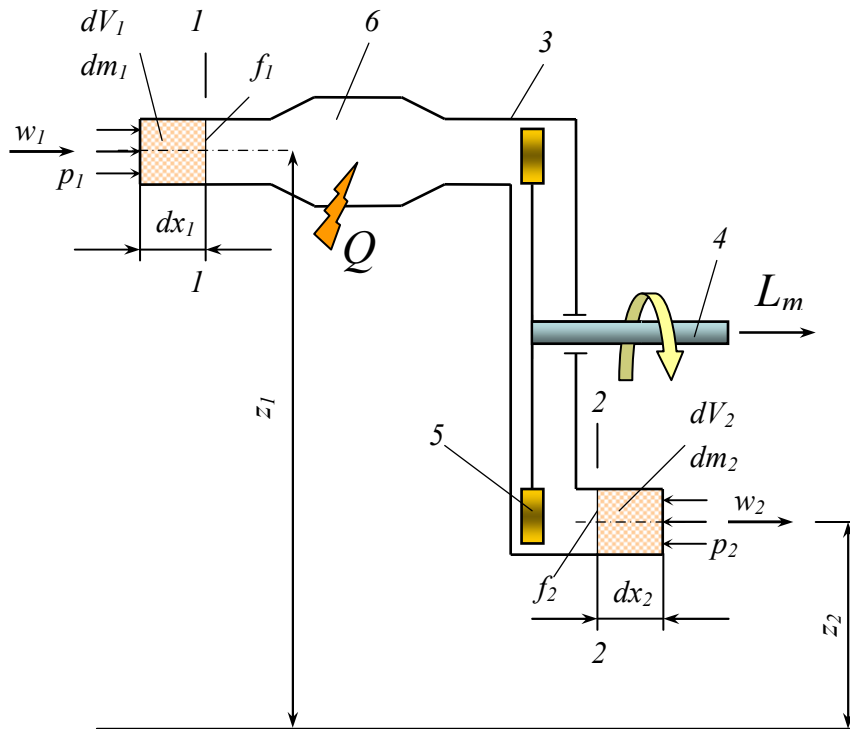


Рис. 2.7. Схема открытой термодинамической системы.

Изменение энергии системы за малый промежуток времени $d\tau$ составит:

$$dE = dE_n - dE_p,$$

где dE – изменение полной энергии системы;

dE_n – количество энергии, поступающей в систему из окружающей среды;

dE_p – количество энергии, отдаваемой системой в окружающую среду.

За рассматриваемый промежуток времени в систему через сечение $1-1$ со скоростью w_1 входит рабочее тело массой dm_1 , обладающее удельной внутренней энергией u_1 , и вносит в систему: собственную внутреннюю энергию $u_1 dm_1$, кинетическую энергию $dm_1 w_1^2/2$, потенциальную энергию $gz_1 dm_1$.

При вводе рабочего тела силы внешнего давления p_1 совершают над системой работу ввода $dL_{вв}$. Давление p_1 , действуя на сечение площадью f_1 , создает силу $p_1 f_1$, точка приложения которой перемещается на расстояние dx_1 , необходимое для того, чтобы элементарная масса dm_1 оказалась введенной в систему через сечение $1-1$. Таким образом, работа ввода равна:

$$dL_{вв} = p_1 f_1 dx_1 = p_1 dV_1,$$

где dV_1 – объем, занимаемый массой dm_1 .

Кроме того, находясь в системе, рабочее тело за время $d\tau$ получит количество теплоты dQ .

В итоге количество энергии, поступающей в систему, выразится суммой:

$$dE_n = u_1 dm_1 + dm_1 w_1^2/2 + gz_1 dm_1 + p_1 dV_1 + dQ.$$

Аналогично определяется и расход энергии, но с некоторыми отличиями:

- во-первых, будет совершаться не работа ввода, а работа вывода $p_2 dV_2$;
- во-вторых, место подведенной теплоты займет отводимая техническая работа;
- в-третьих, одновременно с совершением технической работы dL_m , может совершаться работа расширения $dL = p dV$, связанная со смещением границ системы.

Следовательно,

$$dE_p = u_2 dm_2 + dm_2 w_2^2/2 + gz_2 dm_2 + p_2 dV_2 + dL_m + dL.$$

Тогда изменение полной энергии системы будет равно:

$$dE = (u_1 + p_1 v_1 + w_1^2/2 + gz_1) dm_1 - (u_2 + p_2 v_2 + w_2^2/2 + gz_2) dm_2 + dQ - dL_m - dL.$$

Если осуществляется *стационарный процесс*, то поступление массы рабочего тела и энергии в систему равно их расходу, а объем системы постоянен.

$$dE = 0; \quad dm_1 = dm_2 = dm; \quad dV = 0 \Rightarrow dL = 0.$$

При этих условиях деление всех членов уравнения на dm дает удельные величины, отнесенные к 1 кг рабочего тела, прошедшего через систему:

$$0 = (u_1 + p_1 v_1) - (u_2 + p_2 v_2) + (w_1^2/2 - w_2^2/2) + g(z_1 - z_2) + q - l_m.$$

Перепишем это уравнение иначе:

$$(u_2 + p_2 v_2) - (u_1 + p_1 v_1) = q - l_m - (w_2^2/2 - w_1^2/2) + g(z_2 - z_1).$$

Сумма внутренней энергии и произведения давления на объем рабочего тела, называется энтальпией h :

$$h = u + p v.$$

Так как эта сумма выражена через параметры состояния, то энтальпия также является функцией состояния. Физический смысл энтальпии рассматривается при анализе конкретных явлений.

Тогда, уравнение первого закона термодинамики для конечного изменения состояния рабочего тела в проточной термодинамической системе (интегральная форма) можно представить в виде:

$$\Delta h = q - l_m - \Delta(w^2/2) - \Delta(gz),$$

где $\Delta h = h_2 - h_1$ – изменение удельной энтальпии рабочего тела (РТ);

$\Delta(w^2/2) = w_2^2/2 - w_1^2/2$ – изменение удельной кинетической энергии РТ;

$\Delta(gz) = gz_2 - gz_1$ – изменение удельной потенциальной энергии РТ.

Для бесконечно малого изменения состояния РТ в элементарном процессе первый закон термодинамики в проточной термодинамической системе (дифференциальная форма) имеет вид:

$$dh = dq - dl_m - d(w^2/2) - g dz.$$

Техническая работа l_m , изменение кинетической энергии $\Delta(w^2/2)$ и изменение потенциальной энергии $\Delta(gz)$ представляют собой величины механической природы. В пределах термодинамической системы эти количества могут претерпевать взаимное преобразование. Так, например, техническая работа в турбине может совершаться за счет уменьшения кинетической энергии потока или уменьшения его потенциальной энергии (при падении с верхнего уровня на нижний). В связи с этим: *сумма технической работы, изменения кинетической энергии и изменения потенциальной энергии называется располагаемой работой l_o :*

$$l_o = l_m + \Delta(w^2/2) + \Delta(gz),$$

$$dl_o = dl_m + d(w^2/2) + g dz.$$

Тогда уравнения первого закона термодинамики для стационарной проточной системы могут быть записаны в виде:

$$\Delta h = q - l_o \quad \text{или} \quad dh = dq - dl_o.$$

Для равновесных термодинамических процессов указанные выражения можно выразить через изменение параметров состояния рабочего тела в процессе. Но в начале установим, как рассчитывается располагаемая работа. Продифференцируем выражение энтальпии:

$$dh = d(u + p v) = du + d(p v).$$

Изменение внутренней энергии заменим уравнением первого закона термодинамики для закрытых систем: $du = dq - dl = dq - p dv$. А дифференциал $d(p v)$ представляет собой дифференциал сложной функции: $d(p v) = p dv + v dp$. Тогда,

$$dh = dq - p dv + p dv + v dp = dq + v dp.$$

Заменив левую часть полученного выражения уравнением первого закона термодинамики для открытой системы, получим выражение для расчета располагаемой работы:

$$dq - dl_o = dq + v dp \quad \Rightarrow \quad dl_o = -v dp.$$

Следовательно, элементарная располагаемая работа определяется произведением объема на изменение давления, взятым с обратным знаком.

В конечном процессе располагаемая работа находится интегрированием от начального 1 до конечного 2 состояния рабочего тела в процессе:

$$l_{0(1-2)} = \int_1^2 dl_o = - \int_1^2 v dp.$$

Таким образом, уравнения первого закона термодинамики для проточной системы могут быть записаны так:

$$dh = dq - dl_o \Rightarrow dh = Tds + vdp;$$

$$\Delta h = q - l_o \Rightarrow h_2 - h_1 = \int_1^2 Tds + \int_1^2 vdp.$$

6. Исследование политропического процесса.

До сих пор рассматривались процессы, у которых имелись вполне определенные признаки: изохорный процесс осуществлялся при постоянном объеме; изобарный — при постоянном давлении; изотермический — при постоянной температуре; адиабатный — при отсутствии теплообмена между рабочим телом и внешней средой. Наряду с этими процессами можно представить еще бесконечное множество процессов, у которых имеются другие постоянные признаки.

Условились всякий процесс идеального газа, в котором удельная теплоемкость является постоянной величиной, называть политропным процессом, а линию процесса — политропой.

Из определения политропного процесса следует, что основные термодинамические процессы — изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный, — если они протекают при постоянной удельной теплоемкости, являются частными случаями политропного процесса. Итак, политропный процесс проходит при постоянной теплоемкости.

$$c_p = const$$

Если теплоемкость зависит от температуры, то нужно найти среднюю теплоемкость, чтобы процесс стал политропным.

Уравнение процесса

Для исследования процесса и расчета слагаемых I закона термодинамики нужно установить связь между параметрами состояния в политропном процессе. Эта функция называется уравнением политропы. Запишем уравнение I закона термодинамики, преобразуем

$$\begin{cases} c_p dT = c_p dT - v dp \\ c_p dT = c_v dT + p dv \end{cases} = \begin{cases} (c_p - c_v) dT = -v dp \\ (c_p - c_v) dT = p dv \end{cases}$$

и поделим почленно

$$\frac{c_p - c_v}{c_p - c_v} = - \frac{v dp}{p dv}$$

Так как $c_p = const$ в процессе, то левая часть $\frac{c_p - c_v}{c_p - c_v} = const$ и называется показатель политропы:

$$n = \frac{c_p - c_v}{c_p - c_v}, \quad -\infty \leq n \leq +\infty$$

При этом, каждому значению n соответствует некоторый конкретный процесс.

Получили дифференциальное уравнение:

$$n = \frac{-v dp}{p dv}$$

Разделяем переменные

$$\int_1^2 \frac{ndv}{v} = \int_1^2 -\frac{dp}{p}$$

и интегрируем в пределах процесса

$$n \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = -\ln \frac{p_2}{p_1} = \ln \frac{p_1}{p_2}$$

Потенцируем

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^n \quad \text{или} \quad p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$$

Это выражение выполняется не только для крайних точек процесса, но и для всех промежуточных. Оно называется уравнением *политропы*:

$$p v^n = \text{const}$$

Запишем это уравнение через другие параметры P-T и V-T:

$$p v = RT$$

$$p = \frac{RT}{v} \Rightarrow \frac{RT}{v} \cdot v^n = \text{const}$$

$$T v^{n-1} = \text{const}$$

$$p v = RT$$

$$v = \frac{RT}{p} \Rightarrow p \cdot \left(\frac{RT}{p} \right)^n = \text{const}$$

$$p^{1-n} \cdot T^n = \text{const}$$

$$\sqrt[n-1]{p} \rightarrow p \cdot T^{\frac{n}{n-1}} = \text{const}$$

$$\sqrt[n]{p} \rightarrow p^{\frac{1-n}{n}} \cdot T = \text{const}$$

Теплоемкость политропных процессов

Теплоемкость политропного процесса c_p можно определить из выражения

$$\frac{c_p - c_v}{c_p - c_v} = n$$

$$c_p - c_v = n$$

$$c_p - c_v = n \cdot c_p - n \cdot c_v$$

$$c_p \cdot (1 - n) = -c_v - n \cdot c_v$$

$$c_p = \frac{c_v - n \cdot c_v}{(1 - n)} = c_v \frac{\left(\frac{c_p}{c_v} - n \right)}{(1 - n)}$$

$$c_p = c_v \frac{(k - n)}{(1 - n)}$$

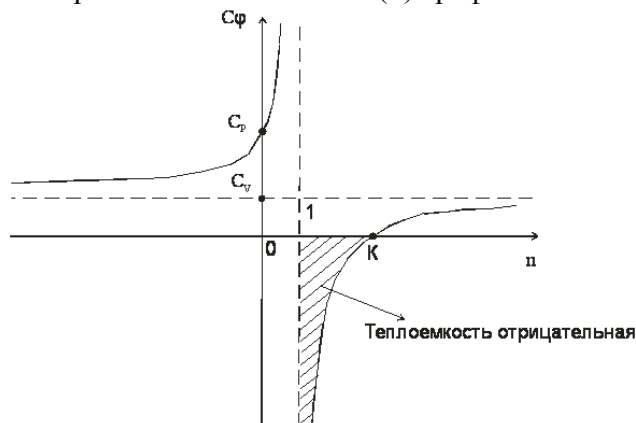
где k - показатель адиабаты.

Найдем значение c_p и n для изопроцессов определим сведем результаты в таблицу

процесс	c_p	n
---------	-------	-----

$T=\text{const}$	$\pm\infty$	1
$p=\text{const}$	c_p	0
$v=\text{const}$	c_v	$\pm\infty$
$q=\text{const}$	0	k

Изобразим зависимость $c_p(n)$ графически



В диапазоне $1 < n < k$ теплоемкость процессов отрицательная, т.е. с подводом теплоты температура системы уменьшается, а с отводом теплоты - увеличивается.

Смысл отрицательной теплоемкости заключается в том, что вся подведенная теплота расходуется на работу и, кроме этого, на работу затрачивается еще и часть внутренней энергии системы

$$dq = du + dl \quad \text{подвод тепла}$$

$$dq = du + dl \quad \text{отвод тепла}$$

Энергетические характеристики политропных процессов

Изменение энтропии

По аналогии с интегралом работы было получено выражение для подсчета количества теплоты в ТДП. Для этого был введен параметр состояния системы – энтропия.

Энтропия является функцией состояния. Ее изменение в пределах процесса определяется как разность конечного и начального значений. Также как внутренняя энергия она определяется с точностью до произвольной постоянной. В ТДП нужно знать только ее изменение. Энтропия, и ее изменение не поддается физическому определению и измерению, а является расчетной величиной.

$$ds = \frac{dq}{T} = c_v \frac{n-k}{n-1} \frac{dT}{T}$$

$$\Delta s_{12} = \int_1^2 \frac{dq}{T} = \int_1^2 \frac{c_p}{T} dT = c_p \int_1^2 \frac{dT}{T} = c_p \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)$$

$$s_2 - s_1 = c_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1} \quad \left[\frac{\text{дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}} \right]$$

Работа расширения /сжатия в политропном процессе.

Работа расширения /сжатия в политропном процессе.

$$dl = p dv, \quad l_{12} = \int_1^2 p dv$$

Используя связь параметров, можно найти значение интеграла работы.

$$pv^n = \text{const} \quad p_1 v_1^n = p_2 v_2^n = pv^n \quad p = \frac{p_1 v_1^n}{v^n}$$

Параметры состояния в граничных точках известны, известен показатель политропы n

Подставляем полученную функцию $p(v)$ в уравнение для работы и интегрируем

$$l_{12} = \int_1^2 \frac{p_1 v_1^n}{v^n} dv = p_1 v_1^n \cdot \int_1^2 v^{1-n} dv = \frac{p_1 v_1^n}{1-n} v^{1-n} \Big|_1^2 = \frac{p_1 v_1^n (v_2^{1-n} - v_1^{1-n})}{1-n} =$$

$$\frac{p_2 v_2^{1-n} - p_1 v_1^{1-n}}{1-n} = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1-n}$$

Можно получить и другие формулы для расчета работы.

Применяя уравнение состояния идеального газа $pv = RT$, получаем

$$l_{12} = \frac{RT_2 - RT_1}{1-n} = \frac{R}{1-n} (T_2 - T_1)$$

$$l_{12} = \frac{RT_1}{n-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \right] = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-n}{n}} \right]$$

Располагаемая работа

Располагаемая работа: $dl' = -v dp$

$$n = - \frac{v dp}{p dv} = \frac{dl'}{dl} \quad l_{12}' = n \cdot l_{12}$$

Количество теплоты

Теплота является формой обмена энергией между системой и ОС. При этом обмен энергией происходит на микроуровне.

$$Q = mc_p \Delta T$$

$$q = \frac{Q}{m} = c_p \Delta T, \quad q - \text{удельное количество теплоты.}$$

$$q_{12} = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1)$$

Изменение внутренней энергии

Внутренняя энергия ТДС зависит от температуры рабочего тела. В ТДС абсолютное значение внутренней энергии не определяют. Имеет смысл только ее изменение в термодинамическом процессе. Для идеального газа:

$$\Delta u_{12} = u_{\text{кон.}}^2 - u_{\text{кон.}}^1; \quad u_{\text{кон.}} = 0$$

$$\Delta u = u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1)$$

Изменение энтальпии

Одной из энергетических характеристик ТДС является тепловая функция или энтальпия.

Если термомеханическую систему рассматривать как состоящую из макротела (газа) и поршня с грузом $P = p_f$, уравнивающего давление газа P внутри сосуда, то такая система называется расширенной. Энтальпия или энергия такой системы E равна внутренней энергии газа U плюс потенциальная энергия поршня с грузом $U_{\text{пот.}} = p_f x = pV$

$$I = E = U + pV$$

Энтальпия в данном состоянии представляет собой сумму внутренней энергии тела и работы, которую необходимо затратить, чтобы тело объемом V ввести в окружающую среду, имеющую давление p и находящуюся с телом в равновесном состоянии. Энтальпия системы I аналогично внутренней энергии имеет вполне определенное значение для каждого состояния, т.е. является функцией состояния. В процессе изменения состояния

$$\Delta i = i_2 - i_1 = c_p (T_2 - T_1)$$

I закон термодинамики

Для политропного процесса уравнение I закона термодинамики можно записать в виде:

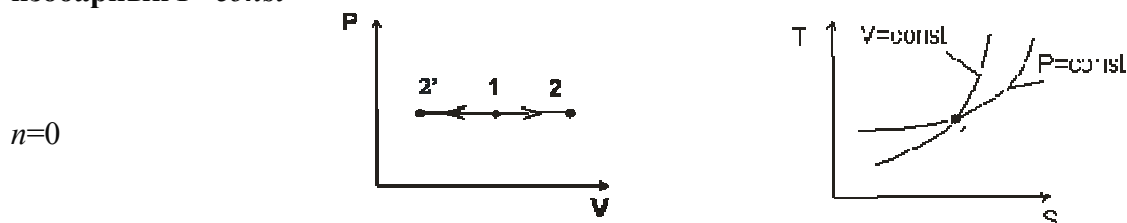
$$c_p \Delta T = c_v \cdot \Delta T + \frac{R}{1-n} \cdot \Delta T$$

$$c_p \cdot dT = c_v \cdot dT + \frac{R}{1-n} \cdot dT$$

$$c_p = c_v + \frac{R}{1-n} \quad \text{уравнение Майера.}$$

$$\text{При } p=\text{const} \rightarrow n=0 \quad c_p = c_v + R$$

Частные случаи политропных процессов изобарный $P=\text{const}$



Уравнение
процесса

$$n = 0 \quad P V^0 = \text{const} \Rightarrow P = \text{const}, \quad \text{или} \quad \frac{T}{V} = \text{const}$$

Теплоемкость

$$C_p = C_v \frac{0-k}{0-1} = C_v k = C_p$$

Изменение
энтропии

$$\Delta s_{12} = \int_1^2 \frac{dq}{T} = \int_1^2 \frac{c_p dT}{T} = c_p \int_1^2 \frac{dT}{T} = c_p \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)$$

Работа
расширения

$$l_{12} = \int_1^2 p dv = p \int_1^2 dv = p(v_2 - v_1)$$

Количество
теплоты

$$q_{12} = c_p (T_2 - T_1) = c_p (T_2 - T_1) = \Delta i$$

Изменение
внутренней энергии

$$\Delta u = c_v (T_2 - T_1)$$

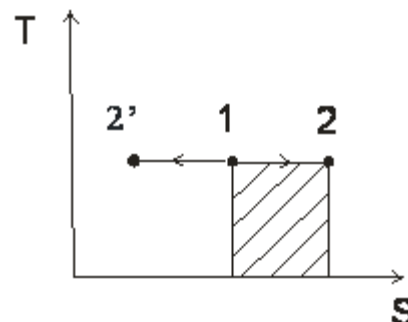
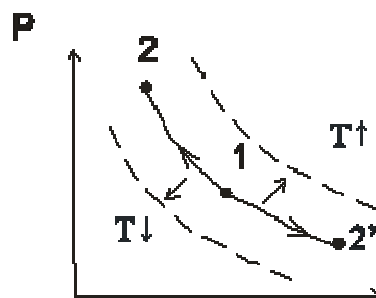
Изменение
энтальпии

$$\Delta i = c_p (T_2 - T_1)$$

I закон термодинамики	$dq = du + dl$
--------------------------	----------------

изотермический $T = \text{const}$

$$n=1$$



Уравнение
процесса
Теплоемкость

$$n = 1 \quad Pv^1 = \text{const} = RT \Rightarrow T = \text{const}$$

$$C_p = C_v \frac{1-k}{1-1} = \pm \infty$$

Изменение
энтропии

$$ds = \frac{dq}{T}; \quad q=l \quad (\text{согласно I закона ТД})$$

$$\Delta s_{12} = \int_1^2 \frac{dl}{T} = \frac{1}{T} \int_1^2 dl = R \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = R \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)$$

Работа
расширения

$$l_{12} = \int_1^2 p dv = \int_1^2 \frac{RT}{v} \ln v = RT \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = RT \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)$$

Количество
теплоты

$$q_{12} = l_{12} = RT \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = RT \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)$$

Изменение
внутренней энергии

$$\Delta u = c_v (T_2 - T_1) = 0$$

Изменение
энтальпии

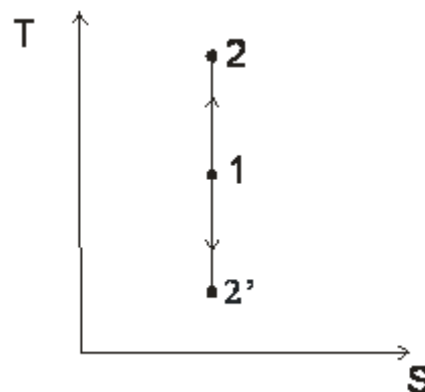
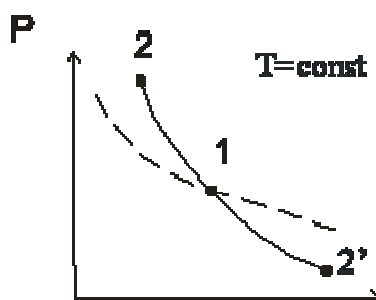
$$\Delta i = c_p (T_2 - T_1) = 0$$

I закон термодинамики	закон $dq = dl$ Вся подведенная теплота идет на совершение работы.
--------------------------	--

адиабатный $dq=0$

$$n=k$$

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$



Уравнение
процесса

$$n = k \quad Pv^k = \text{const} \quad (\text{уравнение Пуассона}).$$

Теплоемкость

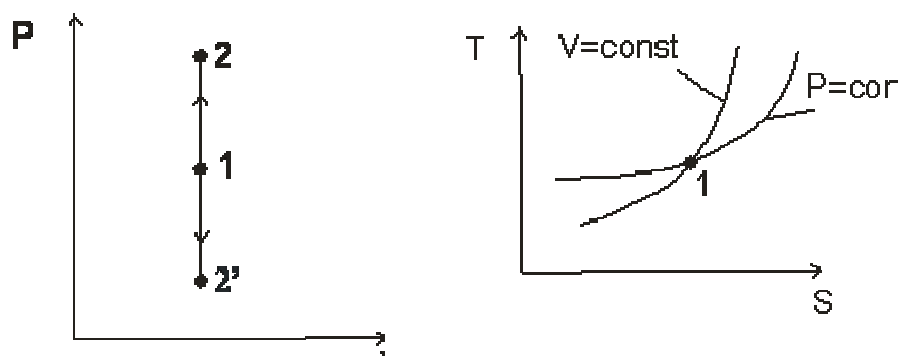
$$C_p = C_v \frac{k-k}{k-1} = 0$$

Изменение энтропии	$\frac{dq}{T} = 0, \quad \text{т. е. } s = const \text{ (изоэнтропийный процесс)}$
Работа расширения	$l_{12} = \int_1^2 \frac{p_1 v_1^k}{v^k} dv = p_1 v_1^k \cdot \int_1^2 v^{1-k} dv = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1-k}$
Количество теплоты	$q_{12} = 0$
Изменение внутренней энергии	$\Delta u = c_v (T_2 - T_1)$
Изменение энтальпии	$\Delta i = c_p (T_2 - T_1)$

I закон термодинамики	$dq \xrightarrow{0} = du + dl$ $- du = dl$ $- c dT = p dv$ Работа совершается за счет внутренней энергии
-----------------------	---

изохронный $V=const$

$n=\pm\infty$

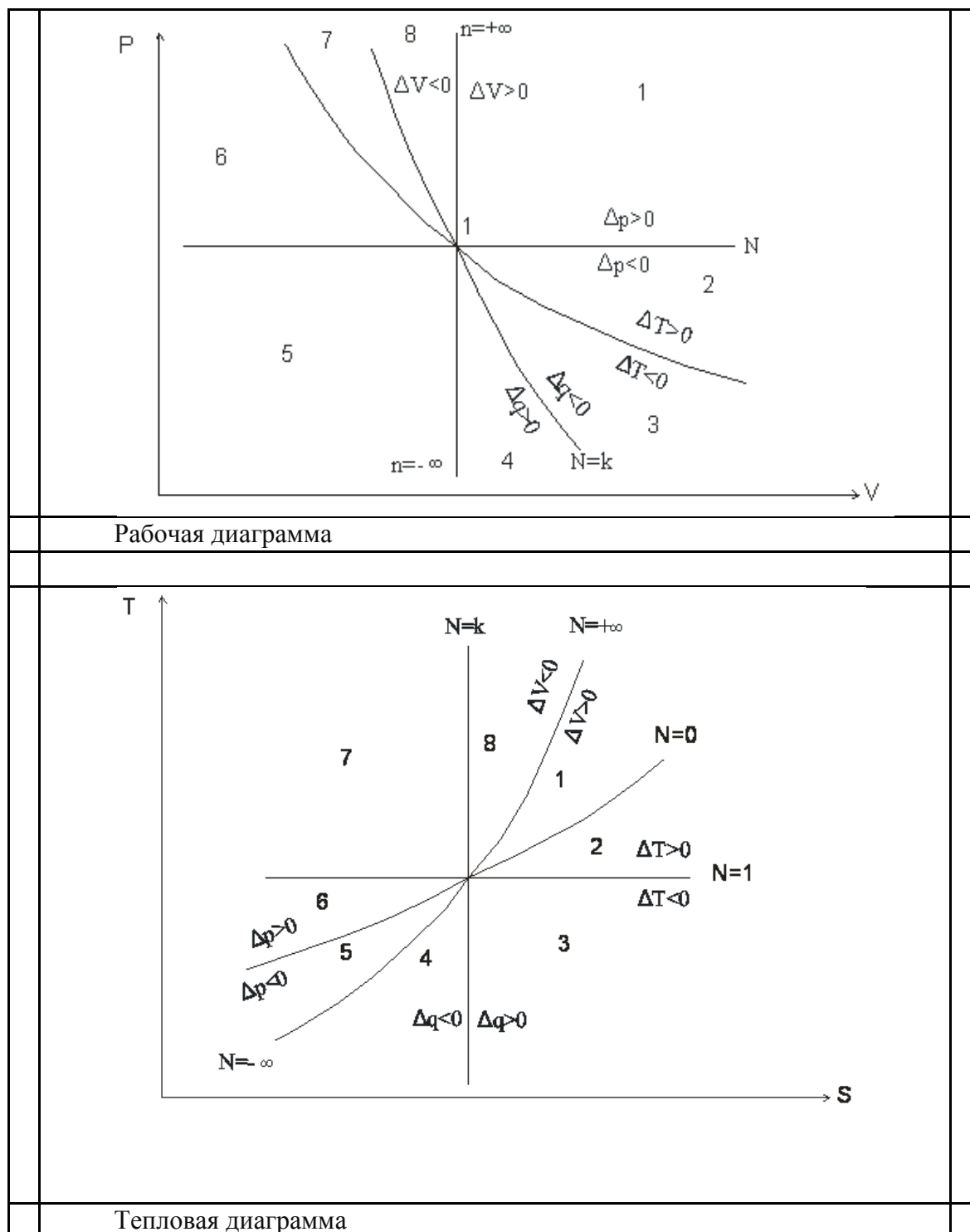


Уравнение процесса	$n = \pm\infty \quad P v^\infty = const \Rightarrow v = const$
Теплоемкость	$C_p = C_v \frac{\infty - k}{\infty - 1} = C_v$
Изменение энтропии	$\Delta s_{12} = \int_1^2 \frac{dq}{T} = \int_1^2 \frac{c_v dT}{T} = c_v \int_1^2 \frac{dT}{T} = c_v \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)$
Работа расширения	$l_{12} = \int_1^2 p dv = 0$
Количество теплоты	$q_{12} = \Delta u = c_v (T_2 - T_1)$
Изменение внутренней энергии	$\Delta u = c_v (T_2 - T_1)$
Изменение энтальпии	$\Delta i = c_p (T_2 - T_1)$

I закон термодинамики	$dq = du + dl$ $dq = du$ $c_p dT = c_v dT$ Вся подведенная теплота идет на изменение внутренней энергии
-----------------------	--

Обобщенная диаграмма политропных процессов.

Для анализа политропных процессов удобно пользоваться обобщенной диаграммой. На ней изображаются все изопроцессы и выделяются области, в пределах которых знаки слагаемых I закона одинаковы.



7. Исследование адиабатического процесса.

Адиабатический, или **адиабатный процесс** (от др.-греч. ἀδιάβατος — «непроходимый») — термодинамический процесс в макроскопической системе, при котором система не обменивается теплотой с окружающим пространством. 📌 Серьёзное исследование адиабатических процессов началось в XVIII веке^[1]. 📌

Адиабатический процесс является частным случаем политропного процесса, так как при нём теплоёмкость газа равна нулю и, следовательно, постоянна^[2]. Адиабатические

процессы обратимы только тогда, когда в каждый момент времени система остаётся равновесной (например, изменение состояния происходит достаточно медленно) и изменения энтропии не происходит. Некоторые авторы (в частности, Л. Д. Ландау) называли адиабатическими только обратимые адиабатические процессы^[3].

Физический смысл адиабатического процесса[\[править | править вики-текст\]](#)

Если термодинамический процесс в общем случае являет собой три процесса — теплообмен, совершение системой (или над системой) работы и изменение её внутренней энергии^[5], то адиабатический процесс в силу отсутствия теплообмена ($\Delta Q = 0$) системы со средой сводится только к последним двум процессам^[6]. Поэтому, первое начало термодинамики в этом случае приобретает вид^{[7][Комм 1]}

$$\Delta U = -A,$$

где ΔU — изменение внутренней энергии тела, A — работа, совершаемая системой.

Изменения энтропии S системы в обратимом адиабатическом процессе вследствие передачи тепла через границы системы не происходит^[8]:

$$dS = \delta Q/T = 0.$$

Здесь T — температура системы, δQ — теплота, полученная системой. Благодаря этому адиабатический процесс может быть составной частью обратимого цикла^[8]. 🐼

Работа газа

Поясним понятие работы применительно к адиабатическому процессу. В частном случае, когда работа совершается через изменение объёма, можно определить её следующим способом: пусть газ заключён в цилиндрический сосуд, плотно закрытый легко скользящим поршнем, если газ будет расширяться, то он будет перемещать поршень и при перемещении на отрезок dh совершать работу^{[9][10]}

$$dA = Fdh,$$

где F — сила, с которой газ действует на поршень. Перепишем уравнение:

$$dA = p s dh,$$

где s — площадь поршня. Тогда работа будет равна^{[9][10]}

$$dA = p dV,$$

где p — давление газа, dV — малое приращение объёма. Основное уравнение термодинамики примет вид^[11]:

$$dU = -p dV$$

Внутренняя энергия идеального газа[\[править | править вики-текст\]](#)

Внутренняя энергия является однозначной функцией состояния системы. Поэтому применительно к адиабатическому процессу её изменение имеет тот же физический смысл, что и в общем случае. Согласно закону Джоуля, выведенному экспериментально, внутренняя энергия идеального газа не зависит от давления или объёма газа. Исходя из этого факта, можно получить выражение для изменения внутренней энергии идеального

газа. По определению молярной теплоёмкости при постоянном объёме, $\left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_V = C_V$ ^[14]. Иными словами — это предельное соотношение изменения внутренней энергии и породившего его изменения температуры. При этом, по определению частной производной считается только то изменение внутренней энергии, которое порождено именно изменением температуры, а не другими сопутствующими процессами. Так как внутренняя энергия идеального газа является функцией только температуры, то

$$dU = \nu C_V dT,$$

где ν — число молей идеального газа.

1. 4 Лекция №4 (2 часа).

Тема: «Исследование изобарного, изохорического процессов. Исследование групп политропных процессов».

1.4.1 Вопросы лекции:

1. Исследование изобарного процесса.
2. Исследование изохорического процесса.
3. Исследование групп политропных процессов

1.4.2 Краткое содержание вопросов:

1. Исследование изобарного процесса.

Изобарный процесс, процесс, происходящий в физической системе при постоянном внешнем давлении; на термодинамической диаграмме изображается изобарой. Простейшие примеры изобарного процесса— нагревание воды в открытом сосуде, расширение газа в цилиндре со свободно ходящим поршнем. В обоих случаях давление равно атмосферному. Объём идеального газа при изобарном процессе пропорционален температуре (см. Гей-Люссака закон). Теплоёмкость системы в изобарном процессе больше, чем в изохорном процессе (при постоянном объёме). Например, в случае идеального газа $c_p - c_v = k$, где c_p и c_v — теплоёмкости в изобарном и изохорном процессах на одну частицу. Работа, совершаемая идеальным газом при изобарном процессе, равна $p \cdot \Delta V$, где p — давление, ΔV — изменение объёма газа.

Термодинамический процесс, протекающий при постоянном давлении рабочего тела, называется изобарным (от греческих слов *изос* – равный и *барос* – тяжесть).

Примером процесса, близкого к изобарному, является процесс подвода теплоты к рабочему телу в камерах сгорания авиационных ГТД.

1.6.1. Исследование изобарного процесса

1. Условие протекания процесса и есть уравнения процесса

$$p = \text{const.} \quad (3.12)$$

Используя уравнение состояния идеального газа, получим уравнение изобарного процесса через параметры состояния

2. Из уравнения 3.13 очевидно, что удельный объём в изобарном процессе изменяется пропорционально абсолютной температуре. (3.14)

Если подводить теплоту к рабочему телу, его удельный объём (v) и температура (T) возрастают, а давление (p) останется неизменным ($p = \text{const}$). Физически это объясняется тем, что уменьшение числа молекул, приходящихся на единицу площади поверхности, вызванное ростом удельного объёма, компенсируется увеличением силы ударов каждой молекулы, обусловленным увеличением температуры (энергии) молекул.

Определение величин входящих в первый закон термодинамики

а) $q_p = C_p \cdot (T_2 - T_1)$; (3.15)

б) $\Delta U_p = C_v \cdot (T_2 - T_1)$; (3.16)

в) $L_p = p \cdot (v_2 - v_1) = R \cdot (T_2 - T_1)$. (3.17)

Из формулы (3.17) видно, что работа расширения–сжатия совпадает с работой проталкивания. Следовательно, в открытой ТДС работа L расходуется на перемещение газа из области высокого в область низкого давления в процессе расширения. Такой процесс происходит в камере сгорания ГТД.

Таким образом, теплота, подводимая к рабочему телу в изобарном процессе, расходуется на увеличение внутренней энергии рабочего тела и совершения работы против внешних сил.

$$q_p = \Delta U_p + L_p \quad (3.18)$$

Теплота $q_{p\ 1-2}$, участвующая в изобарном процессе определяется из тепловой диаграммы (рис. 3.2,б). Площадь под линией процесса в тепловой “ $T-s$ ” диаграмме даёт $q_{p\ 1-2}$

г) Определим изменение энтропии для изобарного процесса, используя аналитическое выражение первого закона термодинамики через энтальпию (2.44).

$$q_{p\ 1-2} = T \cdot ds = di + v \cdot dp,$$

т.к. для изобарного процесса $p = \text{const}$ и учитывая, что $dp = 0$, получаем:

$$q_{p\ 1-2} = T \cdot ds = di = C_p \cdot dT. \quad (3.20)$$

Из уравнения (3.20) следует, что вся теплота, подведённая к рабочему телу, идёт на изменение энтальпии.

Проинтегрируем выражение (3.20) и определим изменение энтропии Δs_{1-2} при конечном изменении температуры T , при интегрировании считаем, что C_p не зависит от T и окончательно получаем:

$$\Delta s_{1-2} = s_2 - s_1 = C_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = C_p \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = C_p \cdot 2,3 \cdot \lg \frac{p_2}{p_1}. \quad (3.21)$$

Для воздуха $k = 1,41$. Это означает, согласно первому закону термодинамики, что из подведённого тепла q в изобарном процессе большая часть расходуется на изменение внутренней энергии рабочего тела, а меньшая часть идёт на совершение работы против внешних сил

2. Исследование изохорического процесса.

Закон Шарля описывает изохорический процесс в идеальном газе, т.е. зависимость давления газа от его температуры при постоянном объеме. Он наряду с законами Бойля-Мариотта (изотермический процесс), Гей-Люссака (изобарический процесс), Дальтона (аддитивность давления) и Авогадро (равенство объемов равных количеств вещества в газообразном состоянии) относится к основным газовым законам. Вместе они приводят к универсальному газовому закону, который выражается формулой Клапейрона-Менделеева: $PV = nRT$ (1) где P – давление порции газа, V – ее объем, T – его абсолютная температура, n – количество вещества в данной порции, m – ее масса, M – молярная масса рассматриваемого газа, R – универсальная газовая постоянная, значение которой зависит от выбора единиц измерения и равно $8,31 \text{ Дж / (моль } K^\circ)$, если давление выражено в Па, объем в m^3 , количество вещества в молях и температура в K . Абсолютная шкала температур была установлена В.Томсоном (лордом Кельвином) на основании законов Гей-Люссака и Шарля. Жак Шарль был известен современникам как строитель воздушных шаров, который конкурировал с более известными теперь братьями Монгольфье, и проводил для конструирования воздушных шаров специальные исследования газов. В 1787 г. он установил, что давление любых достаточно разреженных газов линейно зависит от температуры (мы будем говорить о шкале Цельсия) при фиксированном объеме: $p = p_0 (1 + \alpha t)$ (2) где t – температура по Цельсию, p_0 – давление при $0^\circ C$, $\alpha = 1/273$ $1/^\circ C$ – относительный температурный коэффициент давления при постоянном объеме. Это соотношение выполнялось для любых количеств любого газа независимо от его химической природы, в том числе для воздуха при давлениях, которые не очень сильно превышают атмосферное. Графики, изображающие эту зависимость (изохоры в осях давление–температура), представляют собой прямые линии, пересекающие ось температуры при $0^\circ C$ – для любой порции газа, как это показано на рис.1. Кельвин предложил сместить ноль температурной шкалы в эту точку, а единицу этой шкалы кельвин оставить такой же, как в шкале Цельсия ($1^\circ K = 1^\circ C$). Таким образом, получается абсолютная шкала температур (шкала Кельвина). В этой шкале все температуры положительны (давление, как и объем в законе Гей-Люссака, не может быть отрицательным), ноль этой шкалы называется Рис.1 абсолютным нулем температуры. Переход от температуры по Цельсию t к абсолютной температуре T осуществляется по формуле: $T = t + 273$ (3) Изохоры в осях давление–абсолютная температура выглядят так, как показано на рис.2. Уравнение изохоры приобретает вид $p/T = \text{const}$, следствием из которого является соотношение для разностей давлений dp и температур dT : $dp/T = \text{const} \cdot dT/T$ (4) Из него можно получить выражение для относительного температурного коэффициента давления при постоянном объеме: $\alpha_p = dp/p \cdot T/dT$

$d p / d T = \alpha p$ (5) Это же соотношение позволяет найти абсолютную температуру T , при которой у порции газа зафиксировано давление p , по измеренным значениям p , $d p$ и $d T$: $1/p \cdot d p = \alpha d T$ (6) Здесь $d T$ имеет одно и то же значение в шкалах Цельсия и Кельвина, а p и $d p$ могут быть выражены в любых (одинаковых) единицах давления. Поскольку в работе используется водяной дифференциальный манометр для измерения $d p$, то в качестве такой единицы удобно использовать мм вод. ст. (1 мм вод. ст. = 9.81 Па, 1 атм. = 760 мм рт. ст. = 10340 мм вод. ст.). Если найдено значение T , то абсолютный нуль температур на шкале Цельсия 0°C можно найти, пользуясь соотношением: $0^\circ \text{C} = T - t$ (7) Рис 2. где t – температура, измеренная термометром, отградуированным в градусах Цельсия.

ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ Схема экспериментальной установки показана на рис.3. Рис.3 Основой установки является стеклянный сосуд Дьюара (термос) 1 емкостью около 3 л, который герметически закупорен резиновой пробкой. Температура воздуха в сосуде определяется с помощью датчика 2, который подключен к индикатору T и отградуирован в градусах Цельсия. Температура (и вместе с ней давление) воздуха в сосуде меняется с помощью нагревательной спирали 3, которая подключена к регулируемому источнику питания. Подаваемое на спираль напряжение U и ток через нее I измеряются мультиметром (на схеме не показан). Через пробку проходят три стеклянные трубки 4, 5 и 6. Трубка 4 через кран $K1$ (7) соединяет сосуд 1 с воздушным компрессором, который в данной работе практически не используется, но может быть применен для ускорения теплообмена с окружающей средой при охлаждении рабочего объема установки после завершения измерений. Трубка 5 через кран $K2$ (10) соединяет сосуд с окружающей атмосферой. При открытом кране внутри сосуда 1 устанавливается давление p , равное атмосферному. Последнее измеряется комнатным барометром. При закрытом кране 10 давление в сосуде изменяется независимо от атмосферного. Трубка 6 соединяет сосуд с водяным дифференциальным манометром 9. Манометр представляет собой U-образную трубку, заполненную водой, с измерительной линейкой. Левое колено манометра соединено с внутренним объемом сосуда 1, а правое через кран K (8) с окружающей атмосферой. При открытом кране 8 разность уровней воды в двух коленах манометра численно равна разности (дифференциальный манометр) давлений воздуха $d p$ в сосуде и в помещении лаборатории (атмосферного давления), выраженной в мм вод. ст. Если уровень воды в правом колене выше, чем в левом, то давление воздуха в сосуде больше атмосферного, и наоборот. Размер трубок манометра и длина линейки позволяют измерять $d p$ в пределах ± 300 мм вод. ст., его цена деления составляет 1 мм. Конструкция установки показана на рис.4. Рис.4 На рисунке показаны отмеченные на схеме установки (рис.3) сосуд 1, дифференциальный манометр 9 и краны 7, 8 и 10. Кроме того, на передней панели показаны: 11 – тумблер включения установки; 12 – тумблер включения компрессора (как правило, он должен быть в положении «выкл»); 13 – тумблер переключения режимов мультиметра 15 (измерение напряжения или тока нагревательной спирали); 14 – тумблер подключения индикаторной панели термометра 17; 15 – мультиметр; 16 – панель управления источником питания нагревательной спирали, на ней находятся кнопка включения, ручки регулировки источника и вольтметр; 17 – индикатор термометра. При закрытых кранах 7 и 10 объем порции воздуха в сосуде остается практически постоянным (изменением объема из-за перемещения столбика воды в манометре можно пренебречь), т.е. выполняются условия для реализации изохорического процесса. При включении нагревательной спирали повышаются температура и давление воздуха в сосуде, манометр показывает при этом превышение этого давления над атмосферным. Разность давлений $d p$ между сосудом и окружающей атмосферой, выраженная в мм вод. ст., находится как разность уровней воды в правом h и левом h коленах манометра: $p_{\text{лев}} - p_{\text{прав}} = \rho g (h - h)$

3. Исследование изотермического процесса.

Изотермический газовый процесс, иногда называется в честь ученых Р.Бойля и Мариотта, является опытным газовым законом и выполняется для идеального газа. Идеальным газом называется модель реального газа, удовлетворяющая следующим требованиям: объемом всех молекул газа можно пренебречь по сравнению с объемом сосуда, в котором газ находится; молекулы обмениваются энергией посредством упругих соударений; силами взаимодействия между молекулами вне моментов столкновений можно пренебречь. Состояние идеального газа характеризуется следующими параметрами: давлением- p , объемом- V , температурой- T , количеством вещества - $\nu=m/M$. Связывает эти параметры идеального газа уравнение Менделеева-Клапейрона: $pV=(m/M)RT$ Процессом в газе называется переход газа из одного состояния (характеризуемого параметрами p_1, V_1, T_1) в другое (с параметрами p_2, V_2, T_2) Изменение параметров газа в процессе принято изображать графически, например в виде диаграммы (p, V) на рисунке 1. Если в ходе процесса число молей идеального газа и его температура не изменяются, такой процесс называется изотермическим. Он описывается законом Бойля-Мариотта: $pV=const$, (или $p_1V_1= p_2V_2$). Зависимость давления от объема определяется функцией $p= const/V$, где $const$ выражается из уравнения Менделеева- Клапейрона (и равна νRT). 5 Описание установки Лабораторная установка показана на рис. 1. Она включает в себя герметичный резервуар 1 (полупрозрачный цилиндр из пластика), составляющий единую конструкцию с датчиком изменения объема 3. Объем резервуара изменяется при движении внутри него поршня 2, осуществляемого вручную за счет вращения винта 4. С поршнем жестко связана подвижная часть датчика изменения объема, и таким образом, положение поршня в цилиндре контролируется. Давление газа измеряется датчиком абсолютного давления 5, который присоединяется к цилиндру с помощью вакуумного шланга 6. Конструкция установки ограничивает ход поршня с обеих сторон (объем резервуара меняется в пределах 30– 110 мл), что не позволяет создать в системе давление, превышающее допустимый уровень для датчика давления. Стенки резервуара обладают достаточной теплопроводностью, чтобы обеспечить равенство температуры газа температуре внешней среды при условии медленного равномерного вращения подающего поршень винта. Калибровка датчика объема учитывает объем шланга, соединяющего резервуар с датчиком давления. Именно поэтому показания датчика (на экране компьютера) примерно на 10 мл выше величины объема, измеренной по шкале на стенке резервуара. Датчик объема установки «изотерма» требует предварительной настройки. Для ее выполнения после подключения датчика к измерительному блоку следует перевести поршень в крайнее нижнее положение (до ограничителя хода). Если поршень уже находится в крайнем положении, то, вращая ручку поршня в левую сторону, необходимо выдвинуть поршень на один сантиметр вверх и снова вернуть его в крайнее нижнее положение. При этом включится индикатор готовности 7 (зеленый светодиод) на корпусе электронного блока, находящегося на кабеле датчика. Если по каким-либо причинам установка отключалась от измерительного блока, то процедуру настройки необходимо выполнить заново.

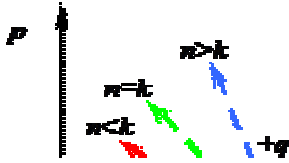
1. Исследование групп политропных процессов.

Каждому политропному процессу отвечает свой собственный закон распределения энергии и свое собственное значение n , т. е. величина n и закон распределения энергии в политропном процессе взаимосвязаны. Отсюда и возникает возможность по величине n судить о характере распределения энергии в процессе. Наметим три характерные группы политроп:

1. показатель политропы изменяется в пределах $1 < n < k$;
2. показатель политропы изменяется в пределах $-\infty < n < 1$;
3. показатель политропы изменяется в пределах $+\infty > n > k$.

Покажем, что у каждой из намеченных групп политроп имеется свой собственный закон распределения энергии, который можно легко определить в результате следующего анализа.

Рассмотрим вначале расположение всевозможных политропных процессов по отношению к адиабатному процессу (рис. 4.4).



В pv - координатах все политропные процессы расположены или выше или ниже адиабаты. Если зафиксировать для всех политроп расширения некоторой объем, то из элементарных рассуждений следует, что если в данном процессе ($n > k$) при объеме v давление упало по отношению к адиабатному, в котором внешнее тепло не участвует ($q = 0$), то это может быть только за счет дополнительного отвода тепла ($q < 0$) в этом процессе. Наоборот, если при расширении к моменту наступления объема v , давление в политропном процессе ($n < k$) повысилось по отношению к адиабатному ($q = 0$), то это может произойти только за счет подвода тепла в этом процессе ($q > 0$). К аналогичным результатам можно прийти, если рассмотреть соответствующие политропы сжатия.

Следовательно, адиабата разделяет всевозможные политропы на две группы: первая группа политроп в pv - координатах, расположенных выше адиабаты, идет с подводом тепла ($+q$), вторая группа политроп, расположенных ниже адиабаты, идет с отводом тепла ($-q$), независимо от того, идут ли процессы сжатия или расширения. В Ts - координатах, процессы, расположенные вправо от адиабаты (с увеличением энтропии), идут с подводом тепла, влево от адиабаты (с уменьшением энтропии) идут с отводом тепла.



Если зафиксировать в ходе процессов расширения какой-то объем v , то, сопоставляя политропные процессы с изотермическими ($n=1, T=\text{const}$), можно сделать следующие выводы. Если в политропическом процессе расширения к моменту наступления v давление оказалось выше, чем в изотермическом, это может произойти только в результате повышения температуры газа, т. к. в изотермическом процессе расширения теплота сообщается газу, но $T = \text{const}$. Так как температура в этих процессах увеличивается, то и внутренняя энергия в этих процессах возрастает. Наоборот, если давление в политропном процессе лежит ниже значения давлений изотермического процесса, то это означает, что эти процессы расширения сопровождаются понижением температуры и уменьшением внутренней энергии газа. Аналогичные результаты получаются, если рассмотреть соответствующие политропы сжатия.

Итак, изотерма в pv - и Ts - координатах делит всевозможные политропы на две группы:

- первая группа политроп, лежащая выше изотермы, идет с увеличением u ($\Delta u > 0$) и ростом T ($\Delta T > 0$).
- вторая группа политроп, лежащая ниже изотермы, идет с уменьшением u ($\Delta u < 0$) и понижением T ($\Delta T < 0$).

Это правило справедливо для всех процессов как сжатия, так и расширения.

Воспользовавшись данной системой анализа, определим закон распределения энергии в каждой из намеченных групп.

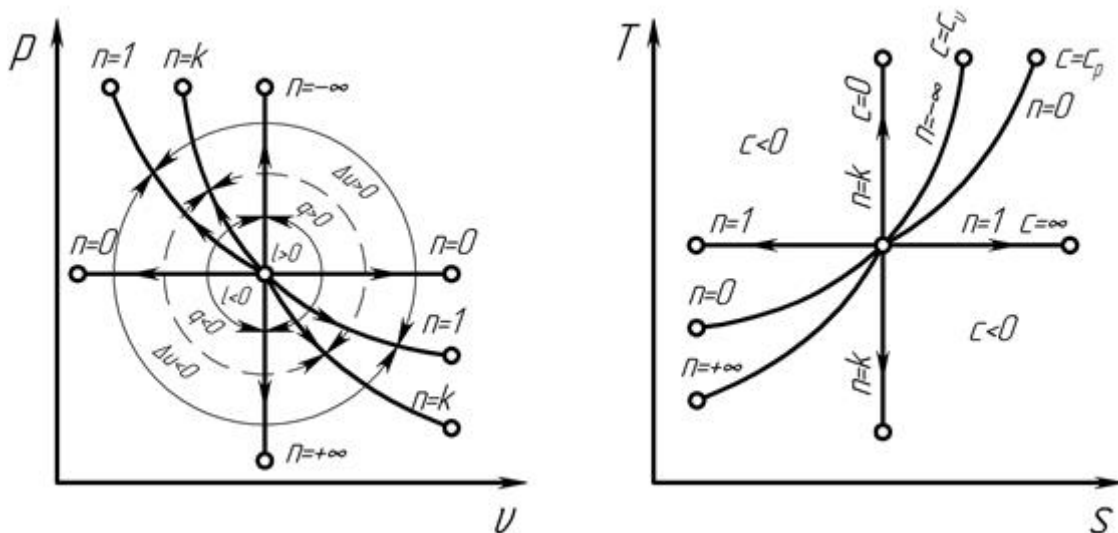


Рис. 4.6. Политропные процессы

Первая группа политропных процессов.

К этой группе относятся процессы (рис. 4.6) у которых $1 < n < k$, графики этих процессов располагаются между изотермой и адиабатой. Процессы этой группы в случае расширения газа осуществляются с подводом тепла (процессы расположены выше адиабаты) и с уменьшением внутренней энергии газа (процессы расположены ниже изотермы), т. е. согласно схеме, представленной на рис. 4.7.

Коэффициент распределения теплоты ψ у этой группы процессов будет отрицательным. Это свидетельствует о том, что тепло q и изменение внутренней энергии Δu в этих процессах имеют разные знаки.

При увеличении показателя n этой группы процессов закон распределения энергии остается постоянным, но усиливается роль в процессе внутренней энергии и уменьшается роль теплоты.

Теплоемкость газа в политропных процессах этой группы, вычисляемая по формуле:

$$c_n = c_v \frac{n - k}{n - 1}$$

будет величиной отрицательной. Физически это означает, что в этих процессах, несмотря на сообщение газу теплоты, его внутренняя энергия, а с ней температура уменьшаются.

Вторая группа политропных процессов.

К этой группе относятся процессы, у которых $-\infty < n < 1$ (рис. 4.6). Графики политропных процессов второй группы располагаются между изохорой и изотермой. В процессах этой группы расширение газа осуществляется с подводом теплоты (процессы расположены выше адиабаты) и увеличением внутренней энергии газа (процессы расположены над изотермой), т.е. согласно схеме, представленной на рис.4.8.

Часть теплоты, идущей на увеличение внутренней энергии газа (ψ) величина положительная. С увеличением n у процессов этой группы закон распределения энергии сохраняется, но при этом уменьшается доля теплоты, идущей на увеличение Δu , и увеличивается доля теплоты, идущей на l . Теплоемкость газа в процессах этой группы будет величиной положительной.

Третья группа политропных процессов.

К этой группе принадлежат процессы, в которых $+\infty > n > k$ графики этих процессов лежат между адиабатой и изохорой.

Процессы этой группы в случае расширения газа осуществляются с уменьшением внутренней энергии (процессы расположены ниже изотермы) и отдачей теплоты в холодильник (процессы расположены ниже адиабаты), т.е. согласно схеме, представленной на рис. 4.9.

С увеличением показателя n этой группы процессов закон распределения энергии сохраняется, но увеличивается доля теплоты (за счет уменьшения внутренней энергии), отдаваемая в холодильник, и уменьшается доля теплоты, идущая на работу.

Теплоемкость газа этой группы процессов будет величиной положительной. Коэффициент распределения теплоты ψ у этой группы процессов величина положительная.

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

2.1 Лабораторная работа № 1,2 (4 часа)

Тема: ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ТВЕРДЫХ ТЕЛ МЕТОДОМ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО СЛОЯ

Цель работы: ознакомиться с экспериментальным способом определения коэффициента теплопроводности материалов.

1. Теоретические основы работы

Рассмотрим стационарный процесс теплопроводности в цилиндрической стенке с внутренним радиусом r_1 и внешним радиусом r_2 . На поверхностях стенки заданы постоянные температуры t_{c1} и t_{c2} . В заданном интервале температур коэффициент теплопроводности материала стенки постоянен. Температура стенки изменяется только в радиальном направлении. Процесс стационарный. При данных допущениях уравнение теплопроводности выглядит так:

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt}{dr} = 0 \quad (1)$$

$$\text{граничные условия: при } r=r_1, t=t_{c1} \text{ и при } r=r_2, t=t_{c2} \quad (2)$$

Количество теплоты, проходящего через цилиндрическую поверхность в единицу времени, можно найти по закону Фурье:

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dr} S, \text{ где} \quad (3)$$

$S = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l$ – площадь цилиндрической поверхности м^2 ;

λ – коэффициент теплопроводности, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$.

Тепловой поток через цилиндрическую стенку находится по формуле:

$$Q = \frac{2 \pi \lambda l (t_{c1} - t_{c2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}, \text{ Вт} \quad (4)$$

Из (4) следует:

- удельный тепловой поток через внутреннюю поверхность:

$$q_1 = \frac{Q}{\pi d_1 l} = \frac{2 \lambda (t_{c1} - t_{c2})}{d_1 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (5)$$

- удельный тепловой поток через внешнюю поверхность:

$$q_2 = \frac{Q}{\pi d_2 l} = \frac{2 \lambda (t_{c1} - t_{c2})}{d_2 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (6)$$

- линейная плотность теплового потока:

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{2 \pi \lambda (t_{c1} - t_{c2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (7)$$

2. Схема экспериментальной установки

Схема экспериментальной установки приведена на рис. 1, а е общий вид – на рис. 2. На передней панели находится восьмиканальный измеритель температуры 1 типа УКТ-38, подключённый к шести хромель-копелевым термопарам, тумблер 5 включения УКТ-38, мультиметр 2 типа МУ-67 с автоматическим переключением пределов измерений, тумблер электропитания установки 3, разъёмы для подключения мультиметра, тумблер 6 для переключения мультиметра на измерение падения напряжения на образцовом сопротивлении U_0 и напряжения на нагревателе U_n . Регулируемый источник питания ЛАТР 4 включается тумблером 7.

На цилиндрическом нагревателе 8 расположена медная термостатирующая труба 9, на наружную поверхность которой надеты шесть исследуемых образцов 10 с одинаковыми размерами. Для уменьшения вертикальных конвективных потоков образцы разделены тонкими пластинами 11. Для уменьшения тепловых потерь на концах нагревателя расположены теплоизолирующие втулки 12 из пенопласта.

Электропитание к нагревателю подводится от источника питания ЛАТР 4 (рис. 1). Выход от ЛАТР соединяется с нагревателем электрическим кабелем через заднюю панель. Последовательно с нагревателем включено образцовое сопротивление R_0 (рис. 2) для определения величины электрического тока в цепи по измеренному значению падения напряжения на R_0 .

На внутренней и наружной поверхности исследуемых образцов расположены шесть хромель-копелевых термопар (по 3 термопары на каждой поверхности), которые измеряют температуры в точках сечений: $\frac{L}{6}$, $\frac{L}{2}$, $\frac{5L}{6}$, где L – длина рабочего участка. Термопары подключены к измерителю температур УКТ-38, который их «опрашивает» и показывает измеренные величины в следующей последовательности:

t_{11} – температура внутренней поверхности в сечении $\frac{5L}{6}$;

t_{21} – температура внешней поверхности в сечении $\frac{5L}{6}$;

t_{12} – температура внутренней поверхности в сечении $\frac{L}{2}$;

t_{22} – температура внешней поверхности в сечении $\frac{L}{2}$;

t_{13} – температура внутренней поверхности в сечении $\frac{L}{6}$;

t_{23} – температура внешней поверхности в сечении $\frac{L}{6}$.

3. Порядок проведения эксперимента

При проведении эксперимента необходимо измерить следующие величины:

U_n – напряжение на нагревателе;

U_0 – напряжение на образцовом сопротивлении;

t_{ij} – температура внутренней ($i=1$) и внешней ($i=2$) поверхности в трех ($j=1,2,3$) сечениях цилиндрического слоя.

Порядок проведения измерений:

1. Убедиться, что регулятор напряжения ЛАТРа повернут против часовой стрелке до упора.

2. Включить тумблер 3 питания установки, тумблер 7 питания нагревателя и тумблер 5 питания УКТ-38. Включить мультиметр на измерение переменного напряжения ($V\sim$).
3. Установить напряжение на нагревателе $U_n \approx 60$ В регулятором напряжения ЛАТР.
4. Подождать несколько минут для получения стационарного режима (показания приборов не должны изменяться значительно).
5. Снять показания U_n и U_0 по мультиметру, установив переключатель 6 в соответствующее положение.
6. Снять показания t_{ij} . При этом измеритель температуры УКТ-38 автоматически и последовательно переключается с одной термодпары на другую.
7. Занести полученные данные в таблицу результатов измерений.
8. Повторить пункты 3-7 не менее трех раз, изменяя напряжение U_n регулятором напряжения ЛАТР, но не более 80 В.
9. Выключить приборы и установку, повернуть против часовой стрелки до упора регулятор напряжения ЛАТРа.

4. Исходные данные для расчетов

Параметры установки:

длина рабочего участка: $l = 0,384$ м,

внутренний диаметр образца: $d_1 = 22$ мм,

внешний диаметр образца: $d_2 = 34$ мм,

величина образцового сопротивления: $R_0 = 0,1$ Ом.

Таблица результатов измерений

№	U _n	U ₀	t ₁₁	t ₁₂	t ₂₁	t ₂₂	t ₃₁	t ₃₂
1								
2								
3								

5. Результаты расчетов

По результатам измерений выполнить расчеты, используя следующие соотношения:

$$I_n = \frac{U_0}{R_0}; Q = U_n I_n$$

$$t_{c1} = \frac{t_{11} + t_{12} + t_{13}}{3}$$

$$t_{c2} = \frac{t_{21} + t_{22} + t_{23}}{3}$$

$$\lambda = \frac{Q \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot |t_{c1} - t_{c2}|},$$

где

t_{c1} и t_{c2} – усредненные по трем сечениям значения температуры на внешней и внутренней поверхности цилиндрического слоя,

λ – среднее по результатам измерения значение теплопроводности материала цилиндрического слоя.

Таблица результатов расчета

№	I_n, A	$Q, Вт$	$t_1, ^\circ C$	$t_2, ^\circ C$	$\lambda, \frac{Вт}{м \cdot K}$
1					
2					
3					

6. Контрольные вопросы:

1. Понятие теплопроводности.
2. Коэффициент теплопроводности, его физический смысл.
3. Закон Фурье.
4. Механизм передачи тепловой энергии в металлах.
5. Механизм передачи тепловой энергии в диэлектриках.
6. Механизм передачи тепловой энергии в полупроводниках.
7. Механизм передачи тепловой энергии в жидкостях.
8. Механизм передачи тепловой энергии в газах.
9. Зависимость коэффициента теплопроводности от температуры.

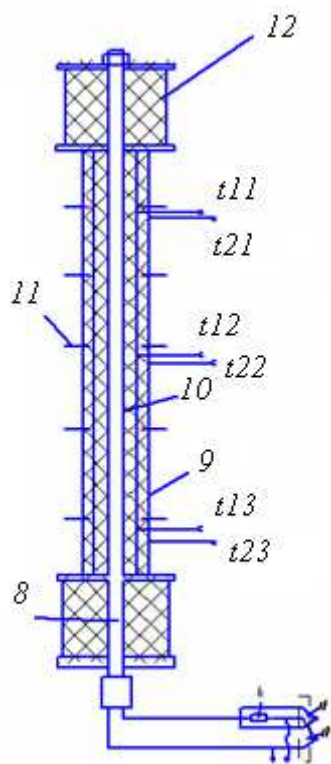


Рис. 1

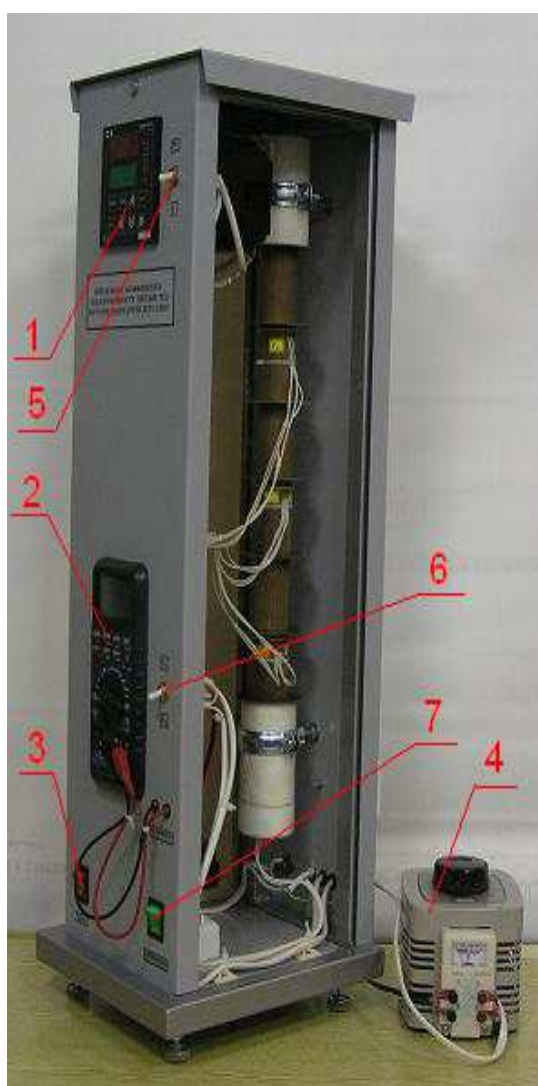


Рис. 2

2.2 Лабораторная работа № 3,4 (4 часа).

Тема: ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕМПЕРАТУРОПРОВОДНОСТИ СТАЛИ МЕТОДОМ РЕГУЛЯРНОГО РЕЖИМА

Цель работы: изучить методику экспериментального определения коэффициента температуропроводности металлического образца.

1. Теоретические основы работы

Связь между временными и пространственными изменениями температуры в любой точке тела, в которых происходит процесс теплопроводности, устанавливается уравнением теплопроводности. Для тела, в котором отсутствуют источники тепла, оно принимает вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t, \quad (1)$$

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

τ – время, с;

a – коэффициент температуропроводности, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$. Он является физическим параметром вещества и является мерой теплоинерционных свойств тела. При прочих равных условиях выравнивание температур во всех точках тела будет происходить тем быстрее, чем больше коэффициент температуропроводности. Он вычисляется по формуле:

$$a = \frac{\lambda}{c\rho}, \quad (2)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$; c – удельная теплоемкость вещества, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; ρ – плотность вещества, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Решение уравнения (1) производится с помощью рядов Фурье. Для различных краевых условий результаты получаются различными, но методология решения в основном одинакова. Искомая функция уравнения (1) зависит от большого числа переменных, но при более глубоком анализе решений оказывается, что эти переменные можно сгруппировать в три безразмерных комплекса. Эти комплексы являются критериями подобия:

$$\frac{\alpha l}{\lambda} = Bi \text{ – критерий Био,}$$

$$\frac{a \tau}{l^2} = Fo \text{ – критерий Фурье,}$$

$$\frac{x}{l} = L \text{ – критерий геометрического подобия.}$$

Применение метода регулярного режима для нахождения коэффициента теплоотдачи

При малых Bi температура на поверхности тела незначительно отличается от температуры на его оси. Это возможно для металлов, у которых величина температуропроводности достаточно велика (медь, дюраль). В этом случае нагрев или охлаждение тела определяется интенсивностью теплоотдачи на его поверхности, а процесс выравнивания температуры в теле происходит существенно быстрее, чем подвод или отвод теплоты с поверхности тела.

Решение задачи о нагревании (охлаждении) тел приводит к понятию темпа нагрева (охлаждения):

$$\frac{1}{t} \frac{\partial t}{\partial \tau} = -m \quad (3)$$

Левая часть определяет относительную скорость изменения температуры, которая при регулярном режиме не зависит от координат и времени и является постоянной величиной. Можно показать, что

$$m = \psi \frac{\bar{\alpha} S}{c} \quad (4)$$

Формула (4) отражает содержание первой теоремы Кондратьева: темп охлаждения (нагрева) однородного и изотропного тела при конечном значении коэффициента теплоотдачи пропорционален коэффициенту теплоотдачи, площади поверхности тела и обратно пропорционален его теплоемкости.

Множитель ψ называется коэффициентом неравномерности распределения температуры. В случае медленного нагрева металлических образцов $\psi=1$.

А.В. Лыковым было показано, что регулярный режим определяется не только определенными температурными полями, возникающими в нагреваемом или охлаждаемом теле, но и потоками тепла через его поверхность. Поэтому при нагревании металлических образцов нет необходимости различать регулярные режимы первого, второго и третьего рода. В качестве общего свойства теплового регулярного режима можно принять соотношение

$$-\frac{dt}{d\tau} = m(t_c - \bar{t}), \quad (5)$$

где \bar{t} – средняя по объему температура тела;

t_c – температура среды.

Средний коэффициент теплоотдачи может быть найден по формуле:

$$\bar{\alpha} = \frac{c \rho m}{(t_c - \bar{t})} \frac{dt}{d\tau} \quad (6)$$

Применение метода регулярного теплового режима первого рода для определения коэффициента температуропроводности металлов

Экспериментальный метод определения температуропроводности, требующий условия $Bi \rightarrow \infty$ не всегда осуществим при исследовании тел с высокой теплопроводностью, для которых $Bi < 10$. В этом случае применяется метод двух точек, в котором используется важнейшее свойство регулярного режима, состоящее в том, что температурное поле в образце при его охлаждении в среде с постоянной температурой остается подобным самому себе. Следовательно, отношение температур для двух произвольных точек тела будет равно постоянной величине, не зависящей от времени:

$$\frac{t_1}{t_2} = b, \quad (7)$$

где $0 \leq b \leq 1$.

Величина b и темп охлаждения m определяются из опыта. Для этого строятся графики зависимостей $\ln \theta_1 = f_1(\tau)$ и $\ln \theta_2 = f_2(\tau)$, где $\theta_2 = t_2 - t_c$, $\theta_1 = t_1 - t_c$.

На регулярном участке получаются два отрезка параллельных прямых, угловой коэффициент которых определяет темп охлаждения. Значение b определяется из тех же графиков по соотношению

$$y = \ln \theta_1 - \ln \theta_2, \quad (8)$$

тогда

$$b = e^{-y} \quad (9)$$

Температуропроводность исследуемого образца рассчитывается из соотношения

$$a = \frac{mK}{P^2}, \quad (10)$$

где P – безразмерная величина

$$P = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\infty}} \leq 1 \quad (11)$$

и K – коэффициент формы

$$K = \frac{1}{\left(\frac{\varepsilon_{\infty}}{R}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{l}\right)^2}, \quad (12)$$

где: l – высота цилиндра; R – радиус цилиндра; ε - постоянная определяемая из граничных условий при решении уравнения (1) для $Bi < 10$; ε_{∞} - постоянная, определяемая из граничных условий при решении уравнения (1) для $Bi = \infty$ (практически ≥ 100).

В формуле (10) величину P^2 заменяют на функцию $\Phi(y)$, которая приведена в таблице. Следовательно, соотношение (10) можно записать в виде:

$$a = \frac{mK}{\Phi(y)} \quad (13)$$

Для расчета темпа охлаждения из экспериментальных данных используется один из графиков (например $\ln \theta_i = f_i(\tau)$)

$$m = \frac{\ln \theta_2 - \ln \theta_1}{\tau_2 - \tau_1}, \quad (14)$$

а для расчета коэффициента формы соотношение

$$K = \frac{1}{\left(\frac{2,4048}{R}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{l}\right)^2} \quad (15)$$

Таблица значений $\Phi(y)$

y	$\Phi(y)$	y	$\Phi(y)$
0,03	0,023	2	0,147
0,04	0,030	5	0,165
0,05	0,037	0	0,196
0,07	0,051	5	0,228
0,10	0,072		0,252
0,12	0,0860	1	0,527
0,15	0,105	2	0,808
0,17	0,118	3	0,927

0.20	0.137	0.5	0.
			301

Данный метод предполагает предварительное знание коэффициента формы образца, но при этом отпадает необходимость измерения координат двух точек в теле, в которых измеряется температура.

2. Схема экспериментальной установки

Схема экспериментальной установки приведена на рис. 1 и 2. На передней панели находятся два двухканальных измерителя температуры 1,2 типа ТРМ200, подключенные к трем хромель-копелевым термопарам. Первый канал измерителя 1 подключен к термопаре 5, измеряющей температуру t_1 цилиндрического образца 11 в середине на его оси. Первый канал измерителя температуры 2 подключен к термопаре 3, измеряющей температуру t_2 внутри цилиндра 11 на расстоянии 15 мм от его оси. Второй канал измерителя 2 подключен к термопаре 4, измеряющей температуру t_3 воды в термостате 12 вблизи цилиндра. На передней панели также находятся тумблер 6 включения электропитания установки, тумблер 20 включения питания электропечи 19 и регулятора мощности 10 электропечи, устройство перемещения 18 образца из печи 19 в емкость 12 термостата, тумблер 7 включения вентилятора 8.

3. Порядок проведения эксперимента

1. С помощью подъемного устройства 18 осторожно поместить в электропечь 19 образец 11.
2. Включить питание установки, регулятор температуры 10 и повернуть диск регулирования по часовой стрелке на половину оборота.
3. Включить вентилятор для ускорения процесса нагревания образца
4. Включить измерители температуры.
5. Произвести нагрев образца до температуры 60-70 °С.
6. С помощью подъемного устройства 18 переместить образец из печи в емкость 12 с водой.
7. Включить секундомер.
8. Через каждые 10 секунд производить отсчет показаний измерителей температуры и заносить данные в таблицу.
9. Выключить приборы и установку.
9. Произвести необходимые расчеты.
10. Сделать вывод.

4. Исходные данные для расчетов

Параметры установки:

диаметр образца $d = 35$ мм;

длина образца $l = 70$ мм;

расстояние между спаями двух термопар 15 мм;

материал образца: нержавеющая сталь.

Таблица результатов эксперимента

п/п	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$t_3, ^\circ\text{C}$	$\tau, \text{с}$	θ	θ	\ln	\ln

--	--	--	--	--	--	--	--	--

5. Контрольные вопросы:

1. Нестационарная теплопроводность.
2. Понятие регулярного режима.
3. Темп охлаждения.
4. Коэффициент температуропроводности, его физический смысл.
5. Критерий Био, его физический смысл.
6. Методы решения задач теплопроводности при нестационарном режиме теплообмена.
7. Теоремы Кондратьева.

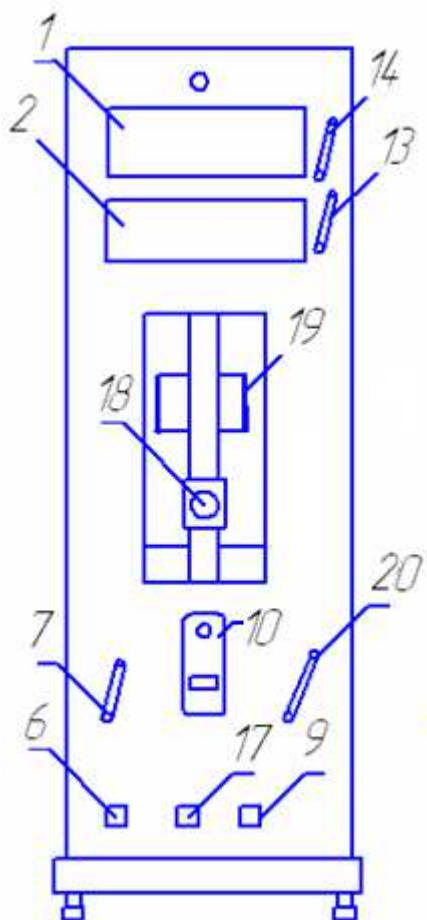


Рис. 1

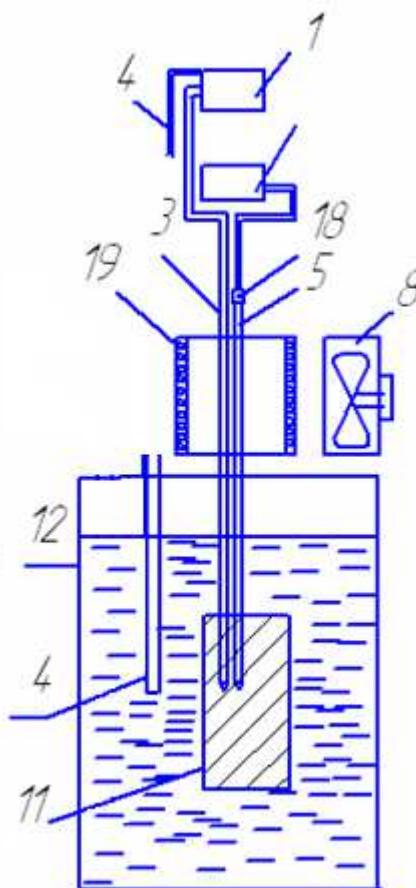


Рис. 2

2.3 Лабораторная работа № 5,6 (4 часа).

Тема: ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ ВОЗДУХА НА ОБОГРЕВАЕМОМ ЦИЛИНДРЕ

Цель работы: Определение коэффициента теплоотдачи трубы при свободной конвекции воздуха на обогреваемом цилиндре при различных температурах поверхности трубы.

1. Теоретические основы работы

Причиной возникновения свободной конвекции является неустойчивое распределение плотностей жидкости (газа), обусловленное неравномерностью нагрева. При этом температурный напор определяет разность плотностей и величину подъемной силы, а площадь поверхности – зону распространения процесса.

Используются два метода расчета коэффициента теплоотдачи: по экспериментальным данным о тепловом потоке и температурном напоре и метод, основанный на решении уравнения теплопроводности с помощью теории подобия.

Теплообмен на границе стенка-жидкость (газ) характеризует критерий Нуссельта, который определяется по выражению:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l_0}{\lambda}, \quad (1)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;

l_0 – определяющий размер, для горизонтальных труб принимается их диаметр d , а для вертикальных поверхностей (труб, пластин) – их высота;

λ – коэффициент теплопроводности среды (воздуха), $\frac{Вт}{м \cdot К}$.

Теоретическое определение коэффициента теплоотдачи

Для заданных условий исследования теплоотдачи (горизонтальная труба омывается свободно движущимся воздухом) выражение для определения теоретического значения коэффициента теплоотдачи принимает вид:

$$\alpha_T = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (2)$$

В диапазоне температур воздуха от 20 до 100 °С коэффициент теплопроводности воздуха можно рассчитать по эмпирическому уравнению:

$$\lambda = 0,0244 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot t_{cp}, \quad (3)$$

где t_{cp} – средняя температура воздуха, °С, определяемая по выражению:

$$t_{cp} = \frac{t_{cm} + t_{возд}}{2}, \quad (4)$$

в котором t_{cm} – средняя температура стенки трубы, °С;

$t_{возд}$ – температура окружающего воздуха, °С.

Критерий Нуссельта для горизонтальных труб при условии $10^4 < Gr \cdot Pr < 10^7$ можно определить по выражению:

$$Nu = 0,5 (Gr \cdot Pr)^{0,25}, \quad (5)$$

где Gr – критерий Грасгофа;

Pr – критерий Прандтля.

В свою очередь, критерий Грасгофа рассчитывается по формуле:

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot d^3 \Delta t}{\nu^2}, \quad (6)$$

где β – коэффициент объемного расширения жидкости (газа), K^{-1} , определяемый для газа по формуле:

$$\beta = \frac{1}{t_{cp} + 273,15}; \quad (7)$$

g – ускорение свободного падения, $g=9,81 \frac{M}{c^2}$;

d – диаметр трубы, м;

Δt – температурный напор, $^{\circ}C$, рассчитываемый по формуле: $\Delta t = t_{cm} - t_{возд}$;

ν – кинематическая вязкость жидкости (газа), $\frac{M^2}{c}$.

В диапазоне температур воздуха от 20 до 100 $^{\circ}C$ коэффициент кинематической вязкости воздуха можно рассчитать по эмпирическому уравнению:

$$\nu = (12,94 + 0,1015 \cdot t_{cp}) \cdot 10^{-6} \quad (8)$$

В этом же диапазоне температур критерий Прандтля рассчитывается по формуле:

$$Pr = 0,7068 - 0,0002 \cdot t_{cp} \quad (9)$$

Таким образом, для теоретического определения коэффициента теплоотдачи необходимо иметь экспериментальные данные по средней температуре стенки трубы и температуре воздуха.

Экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи

Для экспериментального определения коэффициента теплоотдачи от поверхности трубы необходимо воспользоваться законом Ньютона-Рихмана:

$$q = \alpha_{\circ}(t_{cm} - t_{возд}), \quad (10)$$

где q – плотность теплового потока, $\frac{Bm}{M^2}$.

Тогда экспериментальное значение коэффициента теплоотдачи будет равно:

$$\alpha_{\circ} = \frac{q}{t_{cm} - t_{возд}}. \quad (11)$$

Плотность теплового потока определяется по формуле:

$$q = \frac{Q}{S} = \frac{U_H I_H}{\pi \cdot d \cdot l}, \quad (12)$$

где Q – количество теплоты, выделяемое нагревателем за секунду, Вт;

S – площадь цилиндрической поверхности трубы, M^2 ;

U_H – напряжение на нагревателе, В;

I_H – сила тока, проходящего через нагреватель, А;

d – диаметр трубы, м;

l – длина трубы, м.

2. Схема экспериментальной установки

Лабораторная установка (рис. 1 и рис. 2) состоит из отрезка медной тонкостенной трубы 1, на поверхности которой по длине расположены 5 термopар $t_1 \dots t_5$ с интервалом 100 мм. Третья термopара t_3 находится в центре трубы, термopары t_1 и t_5 находятся на расстоянии 10 мм от концов трубы. Указанные термopары монтируются изнутри трубы. Труба устанавливается так, что спаи термopар находятся в верхних точках цилиндрической поверхности трубы. Еще одна термopара t_6 находится снизу на середине трубы. На концах трубы находятся заглушки 2 из теплоизолирующего материала. Термopара t_7 измеряет температуру воздуха вблизи трубы. Ее показания регистрируются во втором канале измерителя температуры.

В центре трубы находится электрический нагреватель 3, подключенный через образцовое сопротивление R_0 к источнику переменного напряжения 12 (ЛАТР). Напряжение на нагревателе U_H и напряжение на образцовом сопротивлении U_0 измеряются мультиметром 5. Нагреватель 3 размещается в медном цилиндрическом термостате 11.

На передней панели модуля расположены гнезда для подключения мультиметра, а также тумблер для переключения мультиметра на измерение напряжения на нагревателе U_H и напряжения на образцовом сопротивлении U_0 . Все термопары подключены к измерителю 7 температуры ТРМ200, через переключатель 8. Включение установки производится тумблером 9, включение нагревателя – тумблером 10. Установка необходимого напряжения на нагревателе и его регулирование производится ручкой 4 ЛАТРа.

3. Порядок проведения эксперимента

1. Убедиться, что ручка ЛАТРа 4 повернута против часовой стрелки до упора.
2. Включить тумблер 9.
3. Включить измеритель температуры 7 и мультиметр 5, установив его на измерение переменного напряжения ($V\sim$).
4. Включить ЛАТР тумблером 10 и установить ручкой 4 ЛАТРа напряжение на нагревателе 25-30 В, наблюдая за показаниями мультиметра.
5. Выйти на стационарный режим, подождав некоторое время (показания температуры на термопарах с течением времени не должны изменяться значительно).
6. Провести измерения температур $t_1 \dots t_6$, устанавливая переключатель 8 в соответствующее положение. Температура воздуха t_7 вблизи трубы постоянно регистрируется вторым каналом измерителя температуры.
7. Измерить напряжения U_0 и U_H , переключив тумблер в соответствующее положение.
8. Повторить измерения не менее трех раз, устанавливая другие значения напряжения на нагревателе (в интервале 30-80 В). Полученные данные занести в таблицу результатов измерений.
9. выключить приборы и установку, снять выходное напряжение на ЛАТРе, повернув ручку против часовой стрелки до упора.

Таблица результатов измерений

№ п /п	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$t_3, ^\circ\text{C}$	$t_4, ^\circ\text{C}$	$t_5, ^\circ\text{C}$	$t_6, ^\circ\text{C}$	$t_7, ^\circ\text{C}$	$U_H, \text{В}$	$U_0, \text{В}$
1									
2									
3									

4. Обработка результатов эксперимента

Исходные данные для расчета:

- внешний диаметр трубы $d=28$ мм
- длина трубы $l=420$ мм
- величина образцового сопротивления $R_0=1$ Ом

Для определения экспериментального значения коэффициента теплоотдачи необходимо выполнить следующее.

1. Определить силу тока по формуле:

$$I_n = \frac{U_0}{R_0} \quad (13)$$

2. Рассчитать по выражению (12) плотность теплового потока.

3. Рассчитать среднюю температуру стенки по формуле:

$$t_{cm} = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6}{6} \quad (14)$$

4. Рассчитать по формуле (11) экспериментальное значение коэффициента теплоотдачи. Результаты расчетов занести в таблицу.

Используя методику, изложенную в п. 1, рассчитать теоретическое значение коэффициента теплоотдачи, результаты расчетов занести в таблицу.

Таблица результатов расчетов

№ опыта	Время, мин	Температура, °С	Температура, °С	Средняя температура, °С	Плотность теплового потока, Вт/м²	Коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·°С	Коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·°С	Число Нуссельта	Число Грасгофа	Число Прандтля	Число Беккера
1											
2											
3											

5. Контрольные вопросы:

1. Понятие конвекции, свободная конвекция.
2. Закон Ньютона-Рихмана.
3. Коэффициент теплоотдачи, его физический смысл.
4. От каких величин зависит коэффициент теплоотдачи?
5. Критерий Нуссельта, его смысл.
6. Критерий Грасгофа, его смысл.
7. Критерий Прандтля, его смысл.

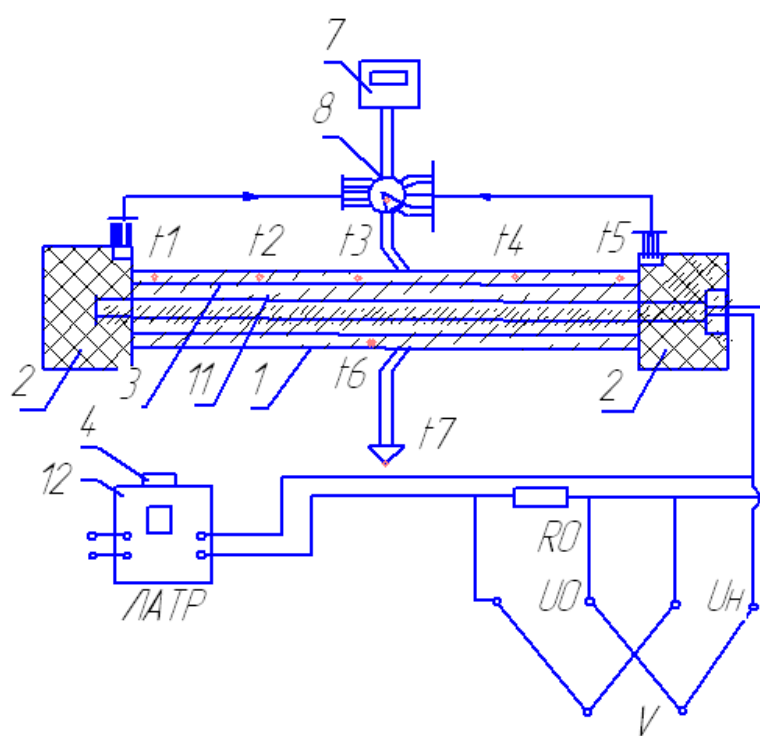


Рис. 1

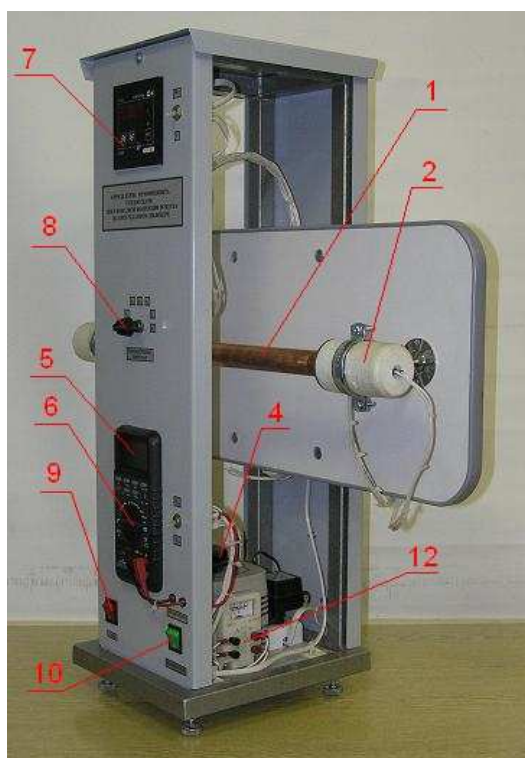


Рис. 2

2.4 Лабораторная работа № 7,8(4 часа).

Тема: ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБЕ В УСЛОВИЯХ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ

Цель работы: определить средний коэффициент теплопередачи от жидкости к воздуху через гладкую и ребристую стенку при ламинарном течении жидкости в трубе круглого сечения и в условиях естественной конвекции окружающего воздуха.

1. Теоретические основы работы

Гладкая труба

Коэффициент теплопередачи через цилиндрическую стенку рассчитывается следующим образом:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \quad (1)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубы, $\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$;

α_2 – коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности трубы, $\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$;

λ – коэффициент теплопроводности материала стенки (для меди $\lambda=390 \frac{Вт}{м \cdot K}$);

d_1 – внутренний диаметр трубы, м;

d_2 – внешний диаметр трубы, м.

Учитывая, что значение $\ln(\frac{d_2}{d_1})$, мало, можно записать:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (2)$$

При вязком течении средний коэффициент теплоотдачи α_1 может быть определен из следующих уравнений:

$$Nu_1 = 1,55 \cdot \left(Pe \frac{d}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\nu_c}{\nu_{жс}} \right)^{0,14} \cdot \varepsilon, \quad (3)$$

$$Pe = Re \cdot Pr, \quad (4)$$

$$Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu_{жс}}, \quad (5)$$

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d_1}{\lambda_{жс}}, \quad (6)$$

где Nu – число Нуссельта, Pe – число Пекле, Re – число Рейнольдса, Pr – число Прандтля, ν_c – кинематическая вязкость жидкости при температуре стенки t_c , $\nu_{жс}$ – кинематическая вязкость жидкости при температуре $t=t_c-0,5 \cdot \Delta t_{ср}$ ($\Delta t_{ср}$ – средний температурный напор т.е. разность между температурой жидкости и температурой стенки), ε принимается равным единице при данном соотношении $\frac{l}{d}$, d_1 – внутренний диаметр трубы, l – длина трубы, ω – скорость движения жидкости (ее можно найти как отношение объемного

расхода воды в секунду к площади сечения трубы); $\lambda_{жс}$ – коэффициент теплопроводности жидкости.

Значение числа Прандтля и кинематических вязкостей берутся из справочных таблиц.

Теплоотдача от трубы к воздуху происходит преимущественно посредством естественной конвекции. При малых температурных напорах вокруг трубы образуется пленка нагретого воздуха. Этот режим называется пленочным. Теплообмен определяется теплопроводностью воздуха. При увеличении температурного напора возможно разрушение ламинарного течения вокруг трубы. В этом случае расчет коэффициента теплоотдачи α_2 производится по формулам:

$$Nu_2 = 1,18(Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{8}}, \quad (7)$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot d_2^3}{\nu_g^2}, \quad (8)$$

$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 \cdot d_2}{\lambda_g}, \quad (9)$$

где Gr – критерий Грасгофа, $g=9,8 \frac{м}{с^2}$ – ускорение свободного падения, β – коэффициент объемного расширения воздуха, Δt – разность температур трубы и воздуха, d_2 – наружный диаметр трубы, ν_g – кинематическая вязкость воздуха, λ_g – коэффициент теплопроводности воздуха.

Значения числа Прандтля, кинематической вязкости и коэффициента теплопроводности берутся из справочных таблиц.

Для газов коэффициент объемного расширения можно рассчитать по следующему выражению:

$$\beta = \frac{1}{T}, \quad (10)$$

где T – температура газа, К.

Оребренная труба

Тепловой поток через внутреннюю поверхность трубы равен:

$$Q = \alpha_1(t_{жс} - t_c)S_1, \quad (11)$$

где $S_1 = \pi \cdot d_1 \cdot l$ – площадь внутренней поверхности трубы; □

t_c – температура стенки трубы (для медной трубы можно считать, что температура на внутренней поверхности приближенно равна температуре на ее внешней поверхности).

Температуру на внешней поверхности трубы можно принять равной температуре на внутренней её поверхности t_c , так как величина термического сопротивления теплопроводности медной тонкостенной трубы на несколько порядков меньше величины термического сопротивления теплоотдачи на внешней её поверхности.

$t_{жс}$ – температура жидкости в трубе.

Тепловой поток через внешнюю оребренную поверхность трубы равен:

$$Q = \alpha_2(t_c - t_g)S, \quad (12)$$

где

t_c – температура стенки трубы;

t_g – температура воздуха около трубы;

S – суммарная площадь ребер и поверхности трубы между ребрами, равная $S = S_{г\text{л}} + S_{\text{ор}}$), здесь

$S_{г\text{л}}$ – площадь внешней поверхности гладкой части трубы;

$S_{\text{ор}}$ – площадь поверхности ребер.

Площадь внешней поверхности гладкой части трубы находится по формуле:

$$S_{эл} = \pi \cdot d_2 \cdot l - \pi \cdot \delta \cdot d_2 \cdot n, \quad (13)$$

где n – число ребер;

δ – толщина ребра.

Площадь поверхности ребер находится по формуле:

$$S_{оп} = \frac{2\pi \cdot (d_p^2 - d_2^2) \cdot n}{4}, \quad (14)$$

где d_p – диаметр ребра.

Средняя по длине температура поверхности ребер определяется из соотношения:

$$t_c = \frac{t_6 + t_7}{2} \quad (15)$$

Коэффициент теплопередачи через оребренную стенку можно представить в виде:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S_{эл}}{\alpha_2 S_{оп}}}, \quad (16)$$

где $\frac{S_{эл}}{S_{оп}}$ – коэффициент оребрения.

2. Схема экспериментальной установки

Общий вид экспериментальной установки приведен на рис. 1. На передней панели 1 находится двухканальный измеритель температуры 2 типа ТРМ200, подключенный к восьми хромель-копелевым термопарам ($t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_6, t_7$ через переключатель термопар 13, соединенный с первым каналом измерителя температур и термопара, измеряющая температуру окружающего воздуха, подключенная ко второму каналу прибора.). В нижней части панели находятся три выключателя – “Сеть”, “Нагреватель термостата”, “Насос термостата”. Рабочим участком являются две медные гладкие 4 и две оребренные 3 трубы, соединенные последовательно, через которые циркулирует нагретая в водоподогревателе (термостате) вода. Объемный расход воды измеряется расходомером 8. На входном патрубке водоподогревателя (термостата) находится кран К1, регулирующий величину объемного расхода воды в трубах 4 и 3. Циркуляционный насос 10 прокачивает нагретую в водоподогревателе (термостате) воду по трубам 4 и 3.

Температура жидкости в водоподогревателе (термостате) 5 регулируется в пределах 25 – 65 °С. Объемный расход воды измеряется расходомером 8 с крыльчаткой и регулируется краном К1.

3. Порядок проведения эксперимента

1. Включить электропитание установки переключателем “Сеть”.
 2. Включить электрический водоподогреватель (термостат) переключателем “Нагреватель термостата”. Подождать 15-20 минут для нагревания воды.
 3. Включить измеритель температуры 2.
 4. Установить краном К1 расход воды.
 5. Включить циркуляционный насос переключателем “Насос термостата”.
 6. Измерить температуры $t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_6, t_7$, а также определить объемный расход воды.
- Примечание:** объемный расход воды определяется следующим образом:
- а) записать начальные показания расходомера при выключенном насосе;
 - б) включить насос вместе с секундомером, подождать 2-3 минуты;
 - в) выключить насос, записать конечные показания расходомера;

г) вычислить объемный расход воды, разделив разность конечного и начального показаний расходомера на время.

7. Определить линейные размеры установки (наружный диаметр трубы, длина трубы, число ребер, толщина ребра, диаметр ребра).

8. Повторить измерения, установив другие значения температур (либо подогреть, либо охладить воду в водоподогревателе).

9. Выключить приборы и установку.

10. Произвести необходимые вычисления и найти коэффициенты теплопередачи гладкой и оребренной труб.

9. Сравнить коэффициенты теплопередачи гладкой и оребренной труб. Сделать вывод.

4. Исходные данные для расчетов

Измеряемые величины:

t_1 – температура воды на входе в оребренную трубу;

t_2 – температура воды на выходе из оребренной трубы;

t_3 – температура воды на входе в гладкую трубу;

t_4 – температура воды на выходе из гладкой трубы;

t_5 – температура на внешней поверхности оребренной трубы на её середине;

t_6 – температура на внешней стороне ребра на середине трубы;

t_7 – температура воздуха вблизи трубы;

d_2 – наружный диаметр трубы;

l – длина трубы;

n – число ребер;

δ – толщина ребра;

d_p – диаметр ребра.

5. Результаты расчетов

Расчетные величины:

d_1 – внутренний диаметр трубы ($d_1 = d_2 - 2\delta_c$; $\delta_c = 3$ мм – толщина стенки трубы);

G – объемный расход воды;

k_1 и k_2 – коэффициенты теплопередачи гладкой и оребренной трубы.

6. Контрольные вопросы:

1. Вынужденное движение жидкости.

2. Коэффициент теплопередачи, его физический смысл.

3. Оребрение труб.

4. Теория подобия, уравнения подобия.

5. Критерии Нуссельта, Прандтля, Грасгофа, Пекле, Рейнольдса, их смысл.

6. Почему у оребренной трубы коэффициент теплопередачи больше, чем у гладкой?

7. При каком движении (свободном или вынужденном) коэффициент теплопередачи больше? Почему?

2.5 Лабораторная работа № 9, 10(4 часа).

Тема: ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ПУЗЫРЬКОВОМ КИПЕНИИ ЖИДКОСТИ

Цель работы: экспериментальное определение среднего коэффициента теплоотдачи между обогреваемой поверхностью медного цилиндра и водой.

1. Теоретические основы работы

При пузырьковом кипении воды в атмосферных условиях различают две области кипения. В первой области при малых температурных напорах ($\Delta t \leq 5^\circ\text{C}$) значения коэффициента теплоотдачи невелики и определяются условиями свободной конвекции однофазной жидкости. Во второй области при повышенных температурных напорах ($5^\circ\text{C} \leq \Delta t \leq 25^\circ\text{C}$) коэффициент теплоотдачи значительно возрастает. Это связано с интенсивной конвекцией жидкости вследствие роста и движения паровых пузырей. Для воды в диапазоне давлений $\frac{p}{p_{кр}} \leq 0,18$ применяется зависимость, полученная из опытных данных:

$$\alpha_t = 38,7 \Delta t^{2,33} p^{0,5}, \quad (1)$$

где Δt – разность температур между поверхностью цилиндра и воды, $^\circ\text{C}$;

p – атмосферное давление, бар ($p_{\text{атм}} \approx 0,98$ бар);

$p_{кр}$ – критическое давление.

По формуле (1) находится теоретическое значение коэффициента теплоотдачи.

Экспериментально средний коэффициент теплоотдачи между поверхностью обогреваемой пластины и кипящей водой определяется из соотношения:

$$\alpha_s = \frac{Q}{S \cdot (t_c - t_{ж})}, \quad (2)$$

где Q – тепловой поток, передаваемый от поверхности пластины к воде, Вт;

S – площадь боковой поверхности цилиндра, м^2 ;

t_c – средняя температура этой поверхности, $^\circ\text{C}$;

$t_{ж}$ – температура жидкости, $^\circ\text{C}$.

Тепловой поток определяется по мощности, потребляемой нагреваемой поверхностью:

$$Q = U_H \frac{U_0}{R_0}, \quad (3)$$

где U_H – напряжения на нагревателе, В;

U_0 – падение напряжения на образцовом сопротивлении R_0 , В;

R_0 – величина образцового сопротивления, Ом.

Площадь боковой поверхности цилиндра находится по формуле:

$$S = \pi \cdot d \cdot l, \quad (4)$$

где d – диаметр цилиндра, м;

l – высота цилиндра, м.

2. Схема экспериментальной установки

Схема экспериментальной установки приведена на рис. 1, а общий вид – на рис. 2. На передней панели находятся два двухканальных измерителя температуры типа ТРМ200, один из которых 1 подключен к хромель-копелевой термопаре 3, измеряющий температуру поверхности цилиндра t_1 в верхней точке, а другой 2 подключен к термопарам, измеряющим температуру поверхности цилиндра 7 в нижней точке t_2 (первый канал) и температуру среды t_3 (второй канал). На передней панели установки находится тумблер электропитания установки 5, гнезда для подключения мультиметра, тумблер 6 для переключения вольтметра на измерение падения напряжения на образцовом сопротивлении U_0 и напряжения на нагревателе цилиндра U_H . Нагреваемый медный цилиндр 7 находится в стеклянной емкости 8, в которую также помещен электрический водоподогреватель 9, питающийся от регулятора

мощности 10. Внутри медного цилиндра находится нагревательный элемент, соединенный с лабораторным автотрансформатором (ЛАТР) 12 через кабель 11. В цепь, последовательно с элементом, включено образцовое сопротивление R_o для определения величины электрического тока в цепи по измеренному значению падения напряжения на R_o . Предварительный подогрев воды до 95°C в емкости 8 производится водоподогревателем 9.

3. Порядок проведения эксперимента

1. Убедиться, что ручка ЛАТРа повернута против часовой стрелки до упора.
2. Включить стенд тумблером 5 и измерители температуры 1 и 2.
3. Включить регулятор температуры 10 водоподогревателя, повернуть ручку по часовой стрелке на половину оборота, нагреть нагреть воду до температуры $\approx 95^\circ\text{C}$.
4. Следить за тем, чтобы вода во всем объеме не кипела, т.е. не нагревать ее выше 100°C .
5. Переключателем мультиметра установить его на измерение переменного напряжения ($V \sim$). Переключить тумблер 6 на измерение U_n – напряжения на нагревательном элементе.
6. Установить выходное напряжение на ЛАТРе 100 – 180 В и довести до режима пузырькового кипения воду на поверхности медного цилиндра 7.
7. С помощью двух включенных нагревателей выйти на режим пузырькового кипения, наблюдая этот процесс визуально и следя за показаниями измерителей температур. При этом $t_{ж} \approx 95^\circ\text{C}$ (кипение с недогревом) и $t_c = 101 - 103^\circ\text{C}$
8. Произвести отсчет температуры жидкости $t_{ж}$, и температуры стенки медного цилиндра.
9. Переключить тумблер 6 в положение U_n . Измерить напряжение U_n . Переключить тумблер 6 в положение U_o . Измерить напряжение на образцовом сопротивлении U_o .
10. Повторить измерения не менее пяти раз, установив другие значения температур с помощью нагревателей (при этом $t_{ж} \approx 95^\circ\text{C}$, $t_c = 101 - 103^\circ\text{C}$).
11. Выключить приборы и установку, убрать напряжение на ЛАТРе, повернув ручку против часовой стрелки до упора.
14. Вычислить теоретические и экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи, сравнить полученные значения.
15. Сделать вывод.

4. Исходные данные для расчетов

Параметры установки:

диаметр цилиндра	30 мм
длина цилиндра	70 мм
величина образцового сопротивления	0,1 Ом

Таблица измерений

п/п	1, C	2, C	3, C	н, C	о, C	U В

5. Контрольные вопросы:

1. Дайте определение понятию кипение.
2. Пузырьковый режим кипения.
3. Пленочный режим кипения.
4. Теплообмен при кипении.

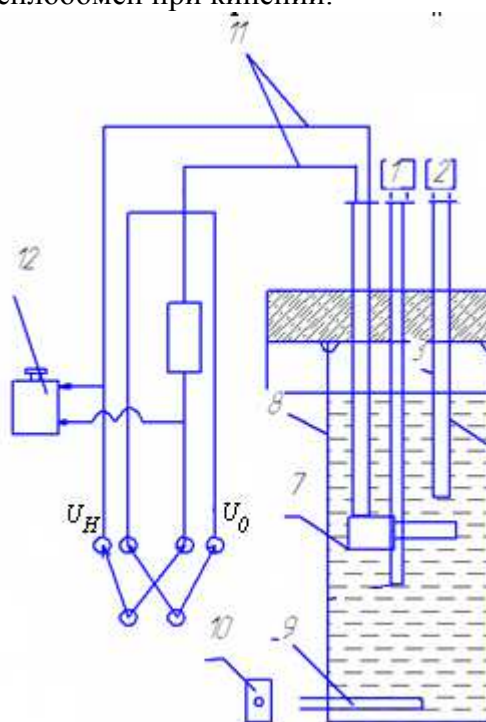


Рис. 1

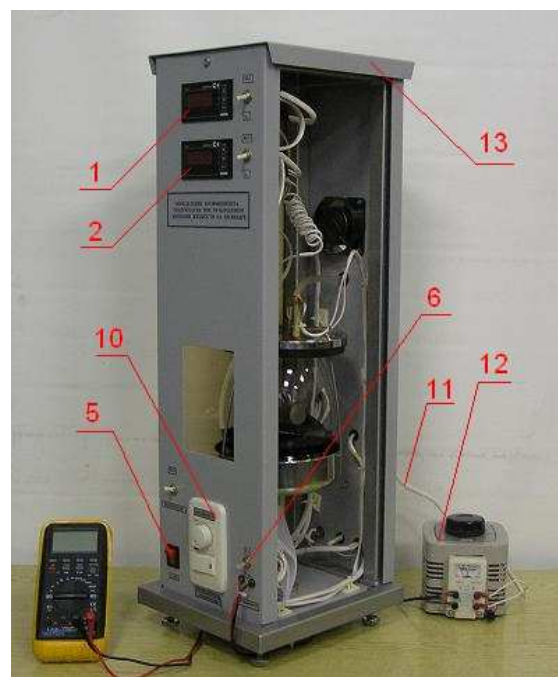


Рис. 2

2.6 Лабораторная работа № 11, 12 (4 часа).

Тема: ИЗУЧЕНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ИЗЛУЧЕНИЕМ

Цель работы: определить интегральный коэффициент излучения тонкой вольфрамовой проволоки, нагретой электрическим током.

1. Теоретические основы работы

В основе калориметрического метода лежит уравнение для результирующего потока излучения с поверхности проволоки:

$$E = \varepsilon_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (1)$$

где ε_1 – интегральный коэффициент теплового излучения нити. Для определения ε_1 необходимо определить температуру проволоки T_1 , температуру стенки внутренней стеклянной трубки T_2 (в шкале Кельвина) и плотность потока излучения с поверхности проволоки по формуле:

$$E = \frac{Q}{\pi \cdot d \cdot l}, \quad (2)$$

где $Q = IU$;

d – диаметр вольфрамовой проволоки, м;

l – длина проволоки, м;

I – сила тока, А;

U – напряжение, В.

Формула для расчета температуры вольфрамовой проволоки имеет вид

$$t_1 = \frac{1}{\alpha} \left(\frac{R_t}{R_{HK}} - 1 \right) + \frac{R_t}{R_{HK}} t_K, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3)$$

где α – температурный коэффициент сопротивления вольфрама, $\frac{1}{K}$;

$R_t = \frac{U}{I}$ – сопротивление проволоки при данной температуре, Ом;

R_{HK} – сопротивление вольфрамовой нити при комнатной температуре, Ом (измеряется мультиметром при отключенном нагревателе);

t_K – комнатная температура, $^\circ\text{C}$.

2. Схема экспериментальной установки

Схема экспериментальной установки приведена на рис. 1. На передней панели находится двухканальный измеритель температуры 2 типа ТРМ200, подключенный к хромель-копелевой термопаре, универсальный мультиметр 1 типа МУ-67 с автоматическим переключением пределов измерений, тумблер электропитания установки 3, разъемы для подключения мультиметра.

На рис. 2 приведена принципиальная схема рабочего участка, электрическая схема питания и измерений. Нагреваемая вольфрамовая проволока-нить 7 находится в цилиндрическом стеклянном баллоне 8 с двойными стенками, между которыми находится вода. Внутренняя трубка вакуумирована до 10^{-5} мм. рт.ст. Температура стенки этой трубки T_2 считается равной температуре воды, находящейся между двойными стенками и постоянной в течении опыта. Она определяется хромель-копелевой термопарой 9, соединенной с измерителем температуры 2. Электропитание к вольфрамовой проволоке подводится от источника питания (ИП). На рис. 3 приведен общий вид экспериментальной установки.

3. Порядок проведения эксперимента

1. Включить стенд тумблером 3.
2. Измерить мультиметром (в режиме измерения сопротивления, установив ручку в положение Ω) электрическое сопротивление вольфрамовой проволоки R_{HK} при комнатной температуре t_K .
3. выключить мультиметр.
4. Включить источник питания 4 и измеритель температуры 2.
5. Установить напряжение на источнике питания от 5 до 15 В. Подождать несколько минут для получения стационарного режима (показания приборов не должны меняться значительно).
6. Определить температуру стенки трубки t_2 по показаниям измерителя температур 2.
7. Повторить измерения для других значений напряжений, устанавливаемых на нити (в интервале от 5 до 15 В).
8. Убрать напряжение на нити. Выключить приборы и стенд.
9. Произвести необходимые вычисления.
10. Сделать вывод.

4. Исходные данные для расчетов

Параметры установки:

диаметр вольфрамовой проволоки $d_1 = 0,15$ мм;

длина нити $l = 450$ мм.

Температурный коэффициент сопротивления вольфрама $\alpha = 4,1 \cdot 10^{-3} K^{-1}$;

Таблица результатов измерений

п/п	$t_2, ^\circ C$	t_2, K	U, V	I, A

5. Контрольные вопросы:

1. Теплообмен излучением.
2. Характеристики теплового излучения.
3. Закон Кирхгофа.
4. Закон Стефана-Больцмана.
5. Закон Вина.
6. Закон Бугера.

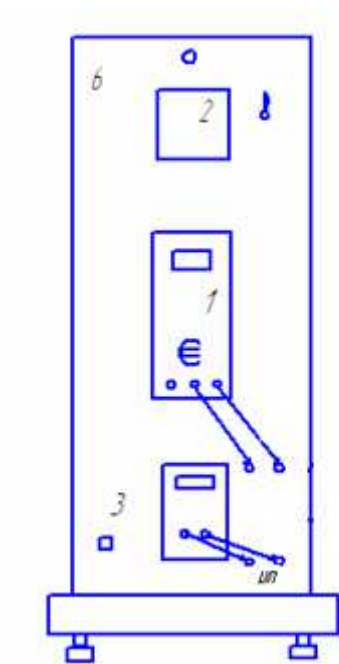


Рис. 1

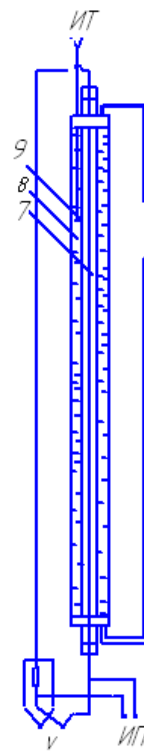
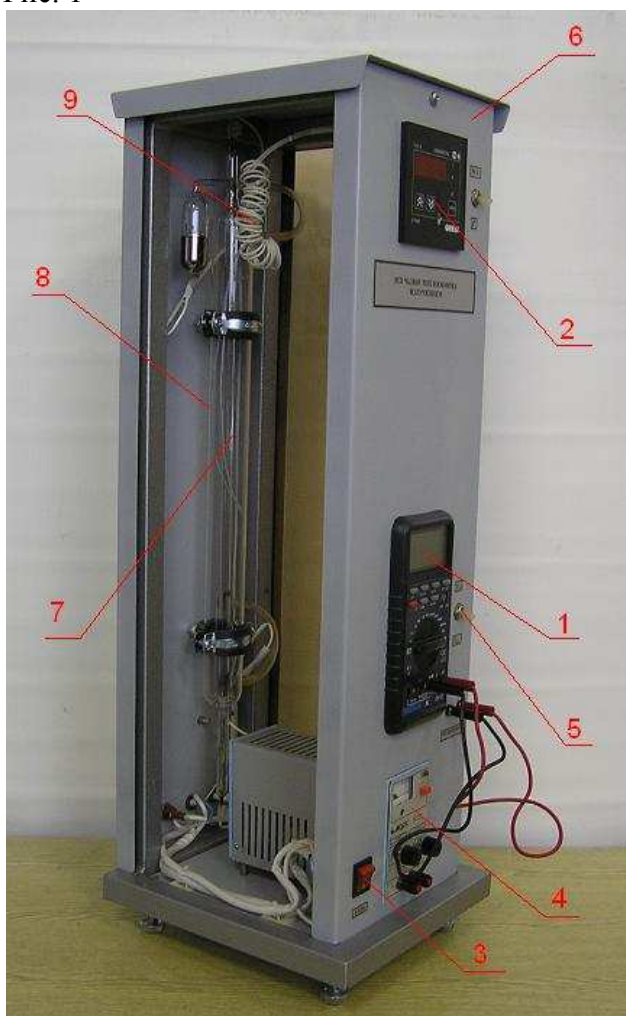


Рис. 2



2.7 Лабораторная работа № 13, 14(4 часа).

Тема: ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ЧЕРЕЗ СТЕНКУ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Цель работы: экспериментальное определение коэффициента теплопередачи от «горячего» теплоносителя к «холодному» и сравнение его с расчетной величиной.

1. Теоретические основы работы

В данной работе изучается теплообменный аппарат, в котором теплоносители находятся в однофазном состоянии и не контактируют друг с другом непосредственно. Такие аппараты называют поверхностными теплообменниками или рекуператорами. Установка позволяет осуществить две простых схемы движения теплоносителей: прямоточная (теплоносители движутся в одном направлении) и противоточная (теплоносители движутся в противоположных направлениях).

Тепловой поток, отдаваемый горячим теплоносителем, рассчитывается по формуле:

$$Q_{отд} = G_1 C_{p1} (t_1 - t_2), \text{ Вт} \quad (1)$$

Воспринимаемый тепловой поток холодным теплоносителем считается аналогично:

$$Q_{воспр} = G_2 C_{p2} |t_3 - t_4|, \text{ Вт}. \quad (2)$$

В формулах (1) и (2):

t_1 – температура «горячего» теплоносителя на входе в теплообменный аппарат;

t_2 – температура «горячего» теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата;

t_3 – температура «холодного» теплоносителя на входе в теплообменный аппарат;

t_4 – температура «холодного» теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата;

c_{p1} и c_{p2} – изобарные теплоемкости теплоносителей (в данном случае их можно принять равным $4180 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, поскольку теплоносителем является вода, а в рабочем интервале температур ее теплоемкость слабо отличается от вышеприведенной величины);

G_1 и G_2 – массовые расходы теплоносителей, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Массовый расход теплоносителя определяется следующим образом:

$$G = V \cdot \rho, \quad (3)$$

где V – объемный расход, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;

ρ – плотность воды ($\rho_{\text{воды}} = 994 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$).

КПД теплообменного аппарата можно вычислить по формуле:;

$$\eta_{то} = \frac{Q_{воспр}}{Q_{отд}} \quad (4)$$

Тепловой поток в окружающую среду (потери тепла) определяется следующим образом:

$$Q_{пот} = Q_{отд} - Q_{воспр} \quad (5)$$

Для дальнейшего расчета воспользуемся средней величиной:

$$Q = \frac{Q_{отд} + Q_{воспр}}{2} \quad (6)$$

Уравнение теплопередачи для цилиндрического теплообменника выглядит следующим образом:

$$Q = \pi \cdot l \cdot k_1 \cdot \Delta T, \quad (7)$$

где l – длина трубы, м;

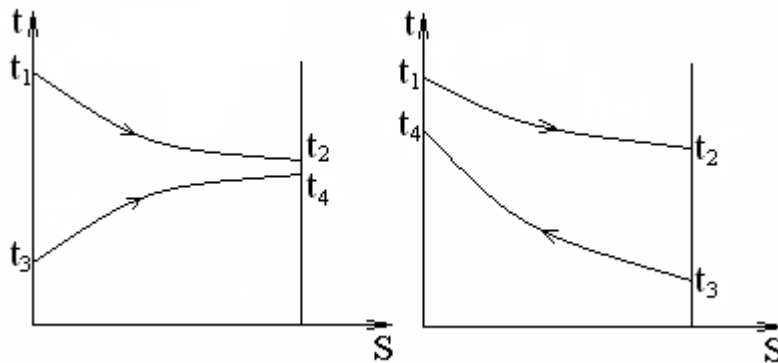
k_1 – коэффициент теплопередачи, $\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$;

ΔT – среднелогарифмический температурный напор между «горячим» и «холодным» теплоносителями, К;

Среднелогарифмический температурный напор равен

$$\Delta T = \frac{\Delta T_B - \Delta T_M}{\ln\left(\frac{\Delta T_B}{\Delta T_M}\right)}, \quad (8)$$

где ΔT_B и ΔT_M – соответственно наибольшая и наименьшая разность температур между «горячим» и «холодным» теплоносителями, К (см. графики).



прямоток

противоток

Прямоток: $\Delta T_B = T_1 - T_3$; $\Delta T_M = T_2 - T_4$

Противоток: $\Delta T_B = T_2 - T_3$; $\Delta T_M = T_1 - T_4$, или наоборот, в зависимости от того, какая разность будет больше.

Из формулы (7):

$$k_1 = \frac{Q}{\pi \cdot l \cdot \Delta T} \quad (9)$$

Формула (9) используется для экспериментального определения коэффициента теплопередачи.

Для цилиндрической стенки теоретическое значение коэффициента теплопередачи можно найти из уравнения:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_{cm}} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (10)$$

Трубы сделаны из нержавеющей стали ($\lambda_{cm} = 47 \frac{Вт}{м \cdot K}$). Средняя температура стали t находится следующим образом: $t = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}{4}$. Поверхностью теплообмена между теплоносителями является внутренняя труба, у которой d_1 и d_2 – внутренний и внешний диаметры внутренней трубы соответственно.

Толщину стенок внутренней и внешней труб принять равной 3 мм, наружные диаметры необходимо измерить.

Величины α_1 и α_2 – это коэффициенты теплоотдачи горячего и холодного теплоносителя соответственно. Чтобы их найти, необходимо вычислить число Рейнольдса, а затем – критерий Нуссельта.

Критерий Рейнольдса находится по следующему выражению:

$$Re = \frac{\omega \cdot l_0}{\nu}, \quad (11)$$

где Re – число Рейнольдса, ω – скорость теплоносителя, $\frac{м}{с}$; l_0 – характерный размер поверхности теплообмена; ν – кинематическая вязкость, $\frac{м^2}{с}$.

Скорость теплоносителя можно найти как $\omega = \frac{V}{S}$, где S – площадь сечения канала, $м^2$, V – объем воды, прошедшей за 1 секунду, $\frac{м^3}{с}$ (находится по показаниям расходомеров). Для внутреннего контура $S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$, где d – внутренний диаметр внутренней трубы; для внешнего контура $S = \frac{\pi \cdot (d_{вн}^2 - d_{нар}^2)}{4}$, где $d_{вн}$ – внутренний диаметр наружной трубы, где $d_{нар}$ – наружный диаметр внутренней трубы.

Характерный размер поверхности теплообмена для внутреннего контура – это внутренний диаметр внутренней трубы, для внешнего контура – разность между внутренним диаметром внешней трубы и внешним диаметром внутренней трубы.

Значение кинематической вязкости берется из справочной таблицы при средней температуре теплоносителя.

Критерий Нуссельта рассчитывается следующим образом:

$$Nu = 1.55 \cdot \left(\frac{1}{Re \cdot Pr} \cdot \frac{l}{l_0} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (12)$$

где Pr – число Прандтля (берется из справочных таблиц при средней температуре теплоносителя).

По определению критерий Нуссельта вычисляется по следующей формуле:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l_0}{\lambda_{ж}}, \quad (13)$$

где $\lambda_{ж}$ – теплопроводность теплоносителя (воды) ($\lambda_{воды} = 0,58 \frac{Вт}{м \cdot К}$).

Из соотношения (13) следует:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{ж}}{l_0} \quad (14)$$

2. Схема экспериментальной установки

На рис. 1 приведена схема экспериментальной установки, на которой обозначены следующие элементы:

1. Рабочий участок (труба в трубе).
2. Водоподогреватель.
3. Насос водоподогревателя.
4. Расширительный бачок водоподогревателя.
5. Вентиль расширительного бачка.

6. Вентиль регулирования расхода горячей воды во внутренней трубе.
 7. Радиатор (холодильник) для охлаждения воды, текущей в наружной трубе рабочего участка.
 8. Насос радиатора.
 9. Расширительный бачок радиатора.
 10. Измеритель расхода воды, текущей во внутренней трубе рабочего участка.
 11. Измеритель расхода воды, текущей во внешней трубе рабочего участка.
 12. Вентилятор радиатора (холодильника) с источником питания.
- K1 , K2 , K3 , K4 – вентили, регулирующие режимы течения (прямоток или противоток) и расход воды во внешней трубе рабочего участка.
- t₁- температура воды на входе во внутреннюю трубу рабочего участка.
 t₂- температура воды на выходе из внутренней трубы рабочего участка.
 t₃- температура воды на входе во внешнюю трубу рабочего участка в условиях прямотока.
 t₄- температура воды на выходе из внешней трубы рабочего участка в условиях прямотока.
- При включении противотока воды во внешней трубе t₃ и t₄ поменять местами.
 На рис. 2 приведен общий вид экспериментальной установки.

3. Порядок проведения эксперимента

1. Включить установку тумблером «Сеть».
 2. Включить нагреватель термостата тумблером «Нагреватель термостата» на 15-20 минут для нагревания воды.
 3. Во время работы следить за тем, чтобы турбины расходомеров вращались равномерно, а также контролировать наличие и уровень воды в расширительных бачках.
 4. Для установки режима «прямоток» во внешней трубе рабочего участка закрыть вентили K1 , K4 и открыть вентили K2 , K3 .
 5. Для установки режима «противоток» во внешней трубе рабочего участка закрыть вентили K2 , K3 и открыть вентили K1 , K4.
 6. При опытах с прямотоком вентилем K3 отрегулировать необходимый расход воды во внешней трубе рабочего участка.
 7. В опытах с противотоком вентилем K4 отрегулировать необходимый расход воды во внешней трубе рабочего участка.
 8. Тумблером «Насос радиатора» включить насос 8 радиатора (холодильника).
 9. Тумблером «Насос термостата» включить насос 3 термостата (водоподогревателя).
 10. Тумблером «Вентилятор радиатора» включить вентилятор радиатора.
 11. Включить измеритель температуры 20 тумблером 17.
 12. Записать значения температур t₁, t₂, t₃, t₄, переключая флажок 19 в соответствующее положение.
 13. Определить объемные расходы воды во внешней и внутренней трубах.
- Примечание:** объемный расход воды определяется следующим образом:
- а) записать начальные показания расходомеров при выключенных насосах;
 - б) включить насосы вместе с секундомером, подождать 2-3 минуты;
 - в) выключить насосы, записать конечные показания расходомеров;
 - г) вычислить расход воды, разделив разность конечного и начального показаний расходомеров на время.
14. Измерить наружные диаметры труб, а также длину рабочего участка.
 15. Проделать пункты задания для прямотока и противотока.
 16. Выключить приборы и установку.
 17. Сделать необходимые вычисления для прямотока и противотока и определить значения экспериментального коэффициента теплопередачи K₁ и теоретического коэффициента теплопередачи K₂. Сравнить их значения между собой.

18. Сделать вывод.

4. Контрольные вопросы:

1. Коэффициент теплопередачи, его физический смысл.
2. Теплообменные аппараты, их типы.
3. Прямоток, противоток, перекрестный ток.
4. Почему коэффициент теплопередачи при противотоке больше, чем при прямотоке?
5. Конструктивный расчет теплообменных аппаратов.
6. Поверочный расчет теплообменных аппаратов.
7. Среднелогарифмический температурный напор.
8. Критерии Рейнольдса, Нуссельта, Прандтля, их физический смысл.

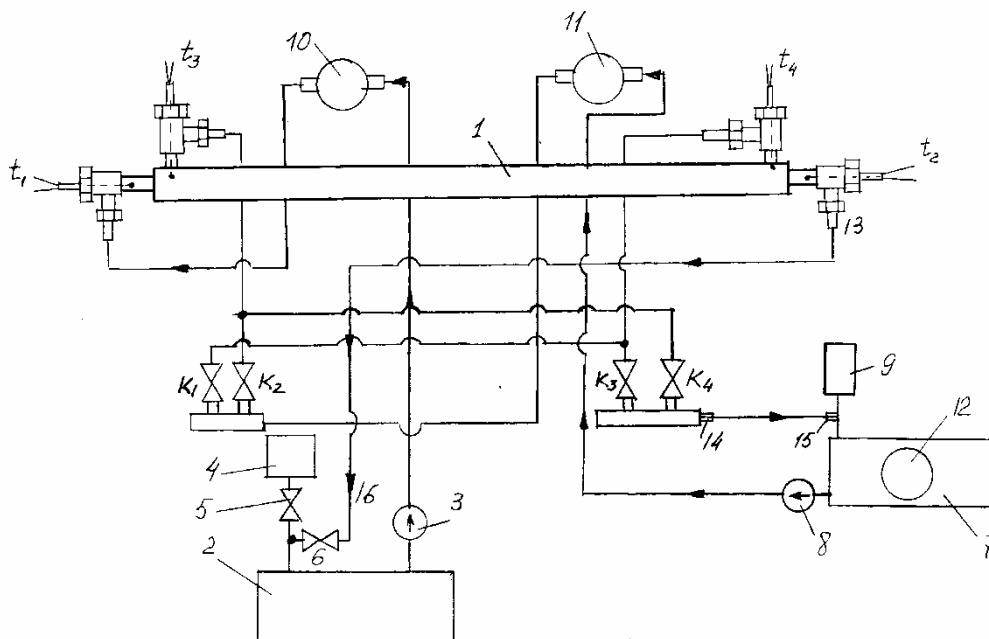


Рис. 1

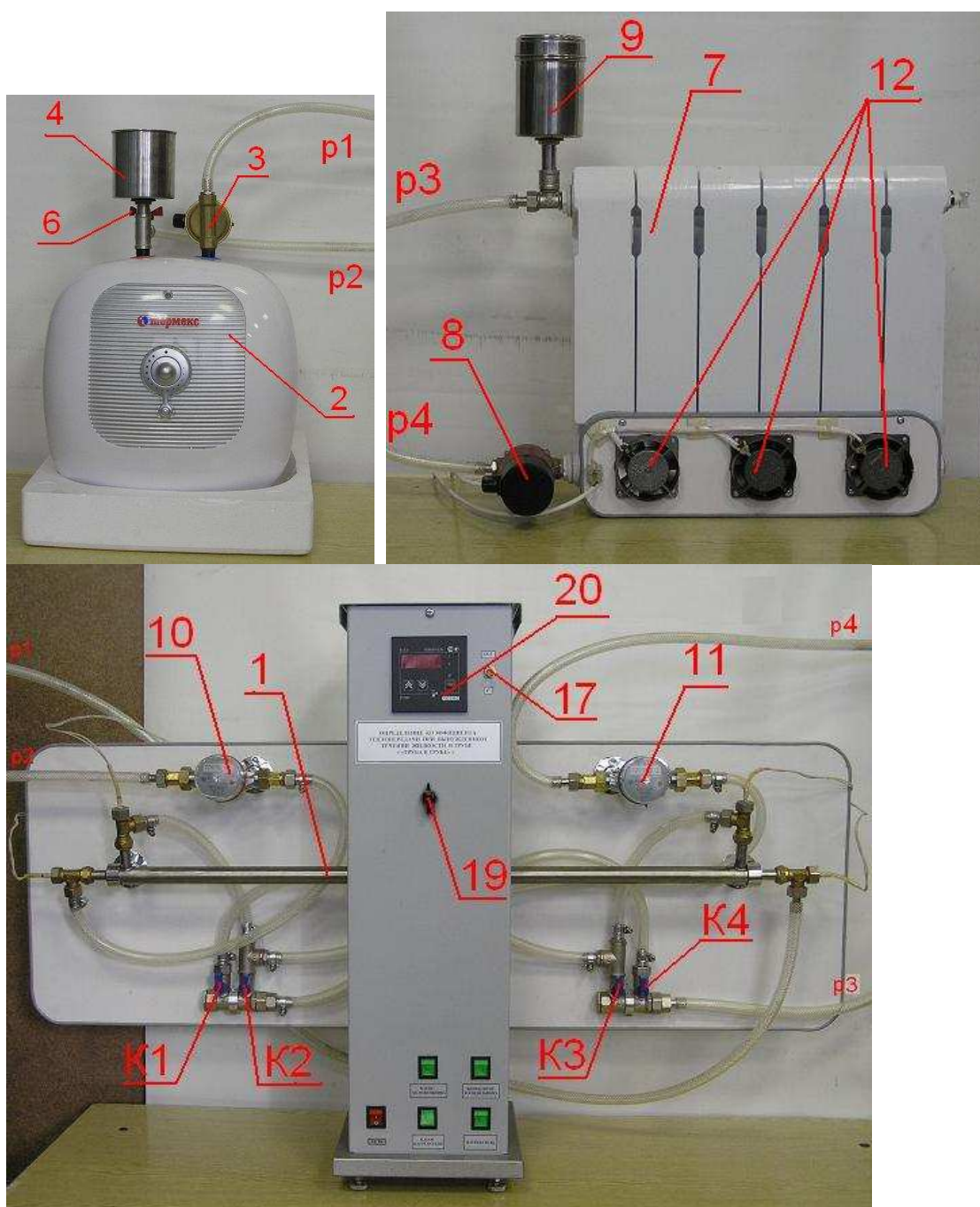


Рис. 2

2.8 Лабораторная работа № 15, 16 (4 часа).

Тема: РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА ГЛАДКОТРУБЧАТОГО ТИПА

1. Назначение

Научиться рассчитывать рекуперативный теплообменный аппарат гладкотрубчатого типа, определив тепловую мощность, передаваемую от греющего теплоносителя к нагреваемому теплоносителю, неизвестный расход одного из теплоносителей, площадь поверхности нагрева и количество трубок.

Вычертить схему теплообменника и графики изменения температуры теплоносителей при прямоточном и противоточном движении.

2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Исходные данные для расчета принимаются из таблицы №1 по вариантам.

1) Тип теплообменника по виду теплоносителей (греющий — нагреваемый):

I - пароводяной,

IV - паровоздушный,

II - водо-водяной,

V - водовоздушный,

III - газоводяной,

VI - газовоздушный.

2) Давление греющего теплоносителя.

3) Температура греющего теплоносителя начальная.

4) Температура греющего теплоносителя конечная.

5) Давление нагреваемого теплоносителя.

6) Температура нагреваемого теплоносителя начальная.

7) Температура нагреваемого теплоносителя конечная.

8) Расход греющего теплоносителя.

9) Расход нагреваемого теплоносителя.

10) Скорость греющего теплоносителя.

11) Скорость нагреваемого теплоносителя.

12) Расположение труб.

13) Число рядов труб по вертикали.

14) Высота труб (для вертикального).

15) Длина труб (для горизонтального).

16) Диаметр труб внутренний.

17) Диаметр труб наружный.

18) Материал труб: сталь, латунь.

Тип теплообменника и параметры			О бозн.	Размерность Б.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
					№ варианта									
1.	Тип теплообменника (условно)		-	-										
2.	Давление греющего теплоносителя	<i>l</i>	<i>P</i>	МПа	,20	I	I	II	II	V	V	,25	,10	,15
3.	Температура греющего теплоносителя начальная	<i>t</i>		° С	,20	,20	,15	,10	,10	,17	,25			
4.	Температура греющего теплоносителя конечная	<i>l</i>		° С								20	00	
5.	Давление нагреваемого теплоносителя	<i>t</i>		МПа		15	05	00	50					
6.	Температура нагреваемого теплоносителя начальная	<i>t</i>		° С	,15							0	00	,20
7.	Температура нагреваемого теплоносителя конечная	<i>t</i>		° С		0	0	50	00	,10	,10	,10	,10	
8.	Расход греющего теплоносителя	<i>l</i>		кг/с	5	,25	,30	,15	,20					0
9.	Расход нагреваемого теплоносителя	<i>t</i>		кг/с						20	30			
10.	Скорость греющего теплоносителя	<i>t</i>		м/с								15	25	
11.	Скорость нагреваемого теплоносителя	<i>t</i>		м/с	0	0		0	0					5
12.	Расположение труб	<i>t</i>		-						0	0			
13.	Число рядов труб по вертикали	<i>t</i>		шт			0					0	0	,5
14.	Высота труб (для вертикального аппарата)	<i>M</i>		м	,0	5		5	15	,25				
15.	Длина труб (для горизонтального аппарата)	<i>M</i>		мм		,0	,0	,5			,5	,75	,0	
16.	Диаметр труб внутренний	<i>W</i>		мм	,75				,0			8		,50
17.	Диаметр труб наружный	<i>W</i>		-			,00			,00	,00	,50	,00	
18.	Материал труб: сталь, латунь	<i>W</i>			ерт	,75		,00	,50					ор
19.	Длина труб (для горизонтального аппарата)	<i>W</i>				,00	,50	,20	,30	ерт	ерт	,00	,00	0
20.	Диаметр труб внутренний	<i>n</i>		-	,5	ор	ор					ерт	ор	
21.	Диаметр труб наружный	<i>H</i>				ор	2	ор	ерт	,0	,2			,5
22.	Материал труб: сталь, латунь	<i>l</i>			6	5		6				,1		
23.		<i>d</i>		79					,5	6	4		,5	8
24.		<i>d</i>			0		,0							0
25.		<i>d</i>				,0		,0		8	6	8	0	0

	ⁿ			4	2	0	5						
	С			6	4	5	0			0	5		
	,Л												

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Таблица 1.

Прим. t_n – температура насыщения зависит от давления

3. ПОРЯДОК РАСЧЕТА

3.1. Определение тепловой мощности

Необходимо уяснить, что тепловая мощность, передаваемая от греющего теплоносителя к нагреваемому через поверхность нагрева теплообменного аппарата может быть вычислена из уравнения теплового баланса по левой или правой его части в зависимости от того, расход какого теплоносителя задан.

Общий вид уравнения теплового баланса:

$$Q = M_1 C_1 (t_1' - t_2') \eta_n = M_2 C_2 (t_2'' - t_1''), \text{ кВт} \quad (1)$$

Если греющим теплоносителем является пар, то левая часть уравнения обычно записывается несколько иначе:

$$Q = D (h_n - h_k) \eta_n, \text{ кВт} \quad (1a)$$

где

M_1 и M_2 – массовые расходы греющего и нагреваемого теплоносителей, кг/с (один из них задан);

C_1 и C_2 – изобарные массовые теплоемкости теплоносителей, кДж/кг К, принимаются по справочным таблицам в зависимости от вида теплоносителя при его средней температуре. Для воды допустимо принять $C=4,19$ кДж/(кг К), для газа, т.е. продуктов сгорания топлива, допустимо брать в таблицах по углекислому газу.

t_1' и t_1'' – температуры греющего и нагреваемого теплоносителей при входе в теплообменник, начальные, °С (заданы);

t_2' и t_2'' – температуры греющего и нагреваемого теплоносителей при выходе их из теплообменника, конечные, °С (заданы);

η_n – поверхностный к.п.д. теплообменника, при хорошей теплоизоляции корпуса следует принимать $= 0,90 \dots 0,95$. У таких теплообменников, как отопительные приборы, поверхностный к.п.д. равен 1.

D – расход греющего пара, кг/с (задан или подлежит определению);

h_n – энтальпия пара, кДж/кг, определяется по справочным таблицам в зависимости от давления как энтальпия сухого насыщенного пара (обычно обозначается h'');

h_k – энтальпия конденсата, кДж/кг, определяется там же (обычно обозначается h'), при этом имеется в виду, что в теплообменнике конденсат не переохлаждается.

3.2. Определение расхода теплоносителя

В исходных данных приведен расход лишь одного из теплоносителей, расход другого надо вычислить из уравнения теплового баланса.

Расход греющего теплоносителя (не пара)

$$M_1 = \frac{Q}{C_1 (t_1' - t_2') \eta_n}, \text{ кг/с} \quad (2)$$

Расход греющего пара

$$D = \frac{Q}{(h_n - h_k) \eta_n}, \text{ кг/с} \quad (3)$$

Расход нагреваемого теплоносителя

$$M_2 = \frac{Q}{C_2 (t_2'' - t_1'')}, \text{ кг/с} \quad (4)$$

3.3. Определение среднего температурного напора

Как известно, площадь теплопередающей поверхности обратно пропорциональна разности температур; при нелинейном характере изменения температуры теплоносителей температурный «напор» между ними определяется как среднелогарифмический:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \text{ °С} \quad (5)$$

где Δt_{δ} - наибольшая разность температур между теплоносителями;

Δt_m - наименьшая разность температур.

Чтобы уяснить, как определяется наибольшая и наименьшая разность температур, необходимо изобразить графики изменения температуры теплоносителей при прямотоке и противотоке, отложив в масштабе температуры греющего и нагреваемого теплоносителей по оси ординат, а по оси абсцисс длину или высоту трубок (рис. 1, а, б).

Среднелогарифмический температурный напор необходимо вычислить как для прямоточного, так и для противоточного движений теплоносителей, кроме случая, когда теплообменник работает с фазовым превращением теплоносителя (при конденсации пара) (рис 1, в).

3.4. Определение коэффициентов теплоотдачи

Как известно, площадь теплопередающей поверхности обратно пропорциональна интенсивности теплопередачи, а последняя зависит от коэффициентов теплоотдачи и теплопроводности стенки.

Прежде чем вычислить коэффициенты теплоотдачи от греющего теплоносителя к поверхности трубок α_1 , и от трубок к нагреваемому теплоносителю α_2 , необходимо уяснить сущность этих коэффициентов и содержание формул.

Коэффициенты теплоотдачи могут быть получены из общей формулы подобия в критериальном виде:

$$Nu = C Re^m Pr^n Gr^p \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (6)$$

Здесь критерии Нуссельдта - $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$ - является определяемым, в него входит искомый коэффициент теплоотдачи;

критерий Рейнольдса - $Re = \frac{\omega d \rho}{\eta}$ выражает влияние на теплоотдачу характера движения теплоносителя (ламинарное или турбулентное), что зависит от сочетания скорости, плотности и вязкости его, а также от линейного размера стенки;

критерий Прандтля - $Pr = \frac{C_p \eta}{\lambda}$ - характеризует влияние на теплоотдачу физических свойств теплоносителя (теплоемкости, вязкости, теплопроводности), влияет на теплоотдачу и отношение числа Прандтля при температуре жидкости ($Pr_{ж}$) к числу Прандтля при температуре стенки ($Pr_{ст}$);

критерий Грасгофа - $Gr = g \beta \Delta t \frac{d^3 \rho^2}{\eta^2}$ - выражает влияние на теплоотдачу гравитационных сил и температурного расширения.

Постоянная C и показатели m , n , p определяются экспериментом на моделях геометрического и физического подобия.

Для случая турбулентного течения воды, воздуха, газов в трубах и межтрубном пространстве, когда критерий Грасгофа не учитывается ($Gr=1$), формула (6) получает вид:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (7)$$

Если теперь в это выражение подставить физические величины, составляющие критерии подобия, и решить его относительно коэффициента теплоотдачи, получим расчетную формулу для случая турбулентного течения воды, воздуха, газов в трубах и межтрубном пространстве:

$$\alpha = 0,021 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\omega d \rho}{\eta} \right)^{0,8} \left(\frac{C_p \eta}{\lambda} \right)^{0,43} \cdot A, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (8)$$

где g - ускорение силы тяжести ($9,81 \text{ м/с}^2$);

$A = \frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} = 1,03 \dots 1,06$ — для капельной жидкости (воды);

$A = 1,0$ - для упругих жидкостей (газ, воздух) (при $l/d=50$);

λ - коэффициент теплопроводности теплоносителя при его средней температуре, берется из справочных таблиц (таблица 2);

d - характерный линейный размер, м. Если теплоноситель течет внутри труб - это внутренний диаметр трубы $d_{вн}$ если теплоноситель течет в межтрубном пространстве вдоль труб, это «эквивалентный» диаметр межтрубного сечения $d_э = (1,0 \dots 1,5)d_n$; (d_n - наружный диаметр трубы);

ω - скорость движения теплоносителя, м/с (задана);

ρ - плотность теплоносителя при его средней температуре, кг/м^3 ; для воды и пара берется из справочных таблиц, для газа и воздуха определяется по объединенному газовому закону в зависимости от давления и температуры.

$$\rho = \rho_0 \frac{T_0 P}{P_0 T}, \text{ кг/м}^3 \quad (9)$$

где $\rho_0 = \frac{\mu}{22,4}$ - плотность при нормальных условиях;

$T_0 = 273 \text{ К}$; $P_0 = 0,101 \text{ МПа}$;

P и T - заданное давление и средняя температура;

μ - молекулярная масса газа (кг/кмоль);

η - абсолютная вязкость теплоносителя при его средней температуре берется по справочным таблицам (таблица 2);

C_p - изобарная массовая теплоемкость теплоносителя, $\text{Дж/кг} \cdot \text{К}$ берется по справочным таблицам также в зависимости от средней температуры (для воды допустимо $C_p = 4190 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$).

Для конденсирующего пара формула подобия относительно коэффициента теплоотдачи решается в следующем виде:

при горизонтально расположенных трубах

$$\alpha = 0,724 \sqrt{\frac{\lambda^3 \rho^2 g r}{\eta (t_n - t_{см}) d n}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (10)$$

при вертикально расположенных трубах

$$\alpha = 0,949 \sqrt{\frac{\lambda^3 \rho^2 g r}{(t_n - t_{см}) H}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (11)$$

где r - удельная теплота парообразования, Дж/кг , берется по справочным таблицам в зависимости от давления;

t_n - температура насыщения, $^{\circ}\text{С}$, также берется из таблиц по давлению;

$t_{см}$ - температура стенки, принимается приближенно:

$$t_{см} = \frac{t_n + \frac{t_1'' + t_2''}{2}}{2}, ^{\circ}\text{С} \quad (12)$$

где n - число рядов труб по вертикали;

H - высота труб.

Таблица 2
Физические параметры теплоносителей
(Для воздуха и продуктов сгорания)

Температура °C	Воздух		Продукты сгорания топлива среднего состава	
	теплопроводность Вт/м·К, λ	абс. вязкость $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2, \eta$	теплопроводность Вт/м·К, λ	абс. вязкость $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2, \eta$
0	0,0245	$17,2 \cdot 10^{-6}$	0,0221	$15,8 \cdot 10^{-6}$
100	0,0322	$21,9 \cdot 10^{-6}$	0,0293	$20,4 \cdot 10^{-6}$
200	0,0394	$26,0 \cdot 10^{-6}$	0,0362	$24,5 \cdot 10^{-6}$
300	0,0464	$29,7 \cdot 10^{-6}$	0,0429	$28,3 \cdot 10^{-6}$
400	0,0523	$33,2 \cdot 10^{-6}$	0,0496	$31,7 \cdot 10^{-6}$
500	0,0575	$35,2 \cdot 10^{-6}$	0,0564	$34,8 \cdot 10^{-6}$
600	0,0625	$38,6 \cdot 10^{-6}$	0,0630	$37,9 \cdot 10^{-6}$
700	0,0672	$41,8 \cdot 10^{-6}$	0,0694	$40,7 \cdot 10^{-6}$
800	0,0719	$44,3 \cdot 10^{-6}$	0,0758	$43,4 \cdot 10^{-6}$
900	0,0765	$47,0 \cdot 10^{-6}$	0,0830	$46,0 \cdot 10^{-6}$
1000	0,0808	$49,1 \cdot 10^{-6}$	0,0876	$48,4 \cdot 10^{-6}$

Для воды
Продолжение таблицы 2

Температура, °C	Теплопроводность Вт/м·К, λ	Абс. вязкость $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2, \eta$	Температура, °C	Теплопроводность Вт/м·К, λ	Абс. вязкость $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2, \eta$
0	0,551	$1,79 \cdot 10^{-3}$	90	0,681	$0,315 \cdot 10^{-3}$
10	0,575		100	0,684	0^{-3}
20	0,599	$1,31 \cdot 10^{-3}$	120	0,687	$0,283 \cdot 10^{-3}$
30	0,618	$^{-3}$	140	0,685	0^{-3}
40	0,634	$1,01 \cdot 10^{-3}$	160	0,683	$0,238 \cdot 10^{-3}$
50	0,648	$^{-3}$	180	0,675	0^{-3}
60	0,660	$0,802 \cdot 10^{-3}$	200	0,663	$0,202 \cdot 10^{-3}$
70	0,668	0^{-3}	220	0,645	0^{-3}
80	0,675	$0,654 \cdot 10^{-3}$	240	0,628	$0,174 \cdot 10^{-3}$
		0^{-3}			0^{-3}
		$0,550 \cdot 10^{-3}$			$0,153 \cdot 10^{-3}$
		0^{-3}			0^{-3}
		$0,470 \cdot 10^{-3}$			$0,136 \cdot 10^{-3}$
		0^{-3}			0^{-3}
		$0,406 \cdot 10^{-3}$			$0,125 \cdot 10^{-3}$
		0^{-3}			0^{-3}
		$0,355 \cdot 10^{-3}$			$0,115 \cdot 10^{-3}$
		0^{-3}			0^{-3}

Таким образом, по формуле (8) вычисляется коэффициент теплоотдачи α_1 , если греющим теплоносителем является вода или горячие газы, а по формулам (10), (11), если греющим теплоносителем является пар. Затем по формуле (8) вычисляется α_2 - коэффициент теплоотдачи от поверхности труб нагреваемому теплоносителю (воде, воздуху).

3.5. Определение коэффициента теплопередачи

Необходимо уяснить сущность и формулировку коэффициента теплопередачи, который и выражает интенсивность процесса, а затем вычислить его (приняв тонкостенные трубы за плоскую чистую стенку).

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (13)$$

где δ – толщина стенки трубы, м;

$$\delta = \frac{d_n - d_e}{2};$$

λ_{cm} – теплопроводность материала стенки (сталь 50 Вт/м·К, латунь 100 Вт/м·К).

3.6. Определение площади поверхности нагрева

Площадь теплопередающей поверхности теплообменного аппарата определяется из основной формулы теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}} \cdot 10^3, \text{ м}^2 \quad (14)$$

Необходимо вычислить площадь при прямотоке и противотоке и сделать вывод, какое направление движения выгоднее.

3.7. Определение количества трубок

$$n_{tr} = \frac{F}{\pi d_n l}, \text{ штук} \quad (15)$$

в случае вертикально расположенных труб $l = H$, м (то и другое задано).

4. ОФОРМЛЕНИЕ И ЗАЩИТА ЗАДАНИЯ

Закончив расчет, необходимо оформить задание и подготовиться к защите по следующим контрольным вопросам:

1. Что такое коэффициент теплоотдачи и от чего он зависит?
2. Что такое коэффициент теплопроводности и где он встречается в расчете?
3. Что такое коэффициент теплопередачи и от чего он зависит?
4. Какое направление движения теплоносителей выгоднее, прямоточное или противоточное и почему?
5. Какие вам известны теплообменные аппараты в технике, быту, в сельском хозяйстве (привести примеры)?

2.9 Лабораторная работа №17 (4 часа).

Тема: «ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ»

Цель работы: Изучить конструкцию типовой котельной установки

1. Общее устройство парового котла

Рассмотрим общее устройство парового котла на примере котла ДКВР – 4/13, принципиальная схема которого представлена на рис. 1, а конструкция – на рис. 2. Основным элементом парового котла является барабан (паросборник), который выполняется из листовой котельной стали толщиной от 13 до 40 мм и более.

На паросборнике котла **10** (рис. 2) размещаются следующие устройства:

1. Главный паровой запорный орган (задвижка или вентиль) (ГПЗ).
2. Предохранительные паровые клапаны (два и более).
3. Арматура питательного трубопровода (обратные клапана).
4. Водоуказательные приборы.
5. Арматура на паропроводе собственных нужд котла (паропровод паровых насосов).
6. Арматура на трубопроводе для отбора пара на анализ.
7. Импульсные трубопроводы с кранами к приборам и датчикам автоматики.
8. Котловой манометр с трехходовым краном и сифонной трубкой.
9. Арматура трубопровода непрерывной продувки.
10. Арматура на трубопроводе для отбора котловой воды на анализ.
11. Воздушник.
12. Легкоплавкие пробки.

Внутри барабана **10** располагаются сепарационные устройства **18** и питательные перфорированные трубы **21**. Сепарационное устройство - устройство котла, предназначенное для отделения воды от пара.

Кроме одного или нескольких барабанов в котлоагрегат входят коллекторы **36** – трубы большого диаметра с утолщенной стенкой, сферическими днищами и лючками. Верхний **10** и нижний **34** барабаны между собой связываются конвективным пучком труб **24**. Трубы конвективного пучка развальцованы с двух сторон в барабанах и имеют радиусгиба более 400 мм для обеспечения возможности после чистки труб проверять их сечение прогонкой металлического шара. Конвективные поверхности нагрева располагаются в газоходах котла.

В топочном пространстве котлоагрегата расположены экранные (или радиационные) поверхности нагрева **8**, в которых происходит процесс испарения воды (парообразования). Они одновременно являются водяными экранами, защищающими обмуровку топки от перегрева. Эти трубы одним концом соединяются с верхним барабаном котла путем вальцовки, а другим концом привариваются к коллекторам. Коллектора либо замуровываются в обмуровку топки, либо выносятся за ее пределы. В экранных и конвективных поверхностях нагрева вода и пароводяная смесь движутся снизу вверх в сторону паросборника.

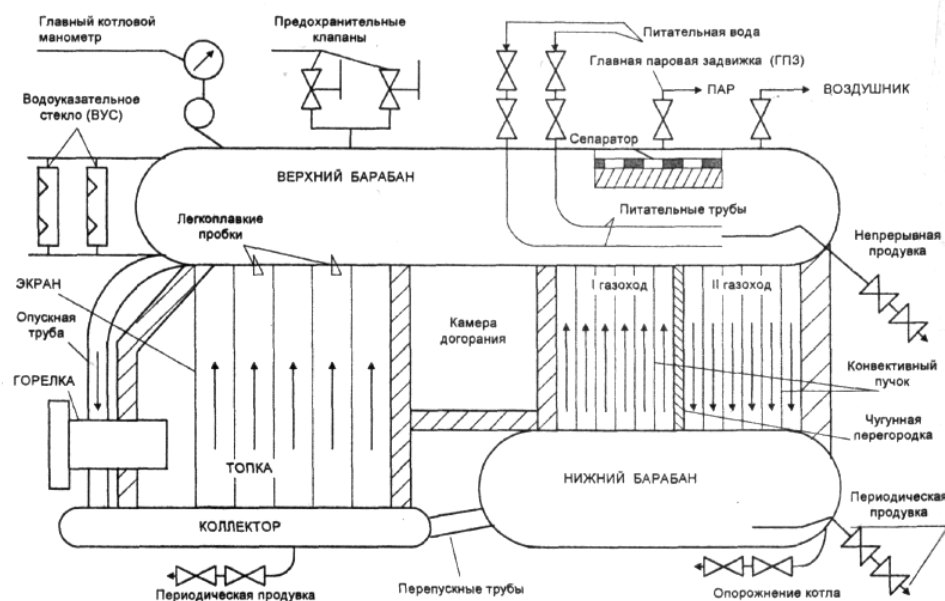


Рис. 1. Принципиальная схема котла типа ДКВР – 2,5; 4; 6,5

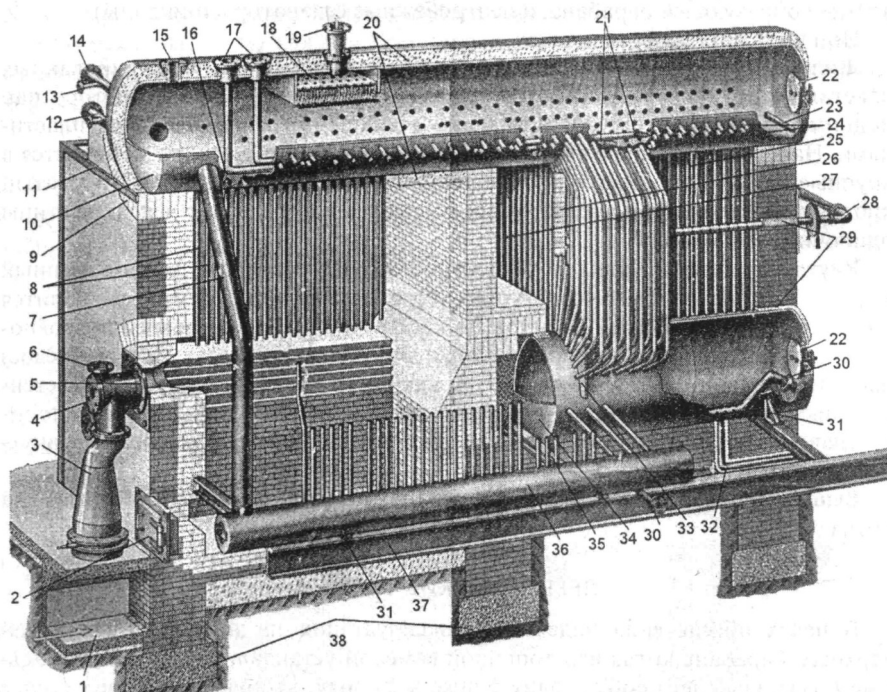


Рис. 2. Паровой котел ДКВр-4/13.

1 - короб подвода воздуха; 2 - дверца топки; 3 - воздуховод; 4 - фланец форсунки; 5 - горелка; 6 - фланец воздуховода острого дутья; 7 - опускная труба; 8 - экранные трубы; 9 - обмуровка котла; 10 - верхний барабан котла; 11 - каркас обмуровки; 12 - труба к водоуказательным приборам котла; 13 - фланец водомерного стекла; 14 - фланец сигнализатора предельного уровня; 15 - патрубок предохранительного клапана; 16 - контрольная пробка; 17 - патрубок подвода питательной воды; 18 - сепарирующие устройства; 19 - патрубок отвода пара; 20 - теплоизоляция котла; 21 - питательные трубы; 22 - лазовый затвор барабана котла; 23 - труба непрерывной продувки; 24 - трубы конвективного пучка; 25 - чугунная перегородка; 26 - кирпичная перегородка; 27 - камера догорания; 28 - обдувочный прибор; 29 - асбестовые шнуры; 30 - труба периодической продувки; 31 - подвижная опора котла; 32 - дренажная труба; 33 - опора кирпичной перегородки; 34 - нижний барабан котла; 35 - неподвижная опора котла; 36 - коллектор экрана; 37 - опорная рама; 38 - фундамент котла

Для питания циркуляционных контуров котловой водой используются опускные трубы 7. Диаметр опускных труб значительно больше экранных и они отделены от прямого воздействия тепла топки (замурованы в стенах обмуровки). Опускными трубами конвективного пучка являются трубы последних рядов, расположенные во втором газоходе.

Котлы не имеют несущего каркаса. Нижний барабан и коллекторы экранов устанавливаются на чугунную раму на специальных опорах. Одна из этих опор 31 является подвижной, а другая неподвижной 35. В месте установки подвижной опоры привариваются указатели перемещения (реперы) - стальные стержни, изогнутые под углом 90° с заостренным концом. Реперы являются указателями удлинения коллекторов и барабанов. Указатель не должен выходить за пределы расположенной под ним рамки.

Вес верхнего барабана передается через систему экранных и конвективных труб к коллекторам и нижнему барабану.

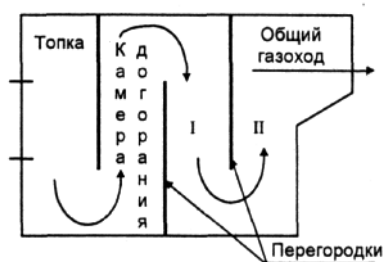


Рис. 3. Схема движения дымовых газов

Движение дымовых газов - горизонтальное с несколькими поворотами (рис. 3). Топка разделена на собственно топку и камеру догорания, составляющую 10-20% от всего топочного объема. Камера догорания **27** (рис. 2) обеспечивает защиту конвективного пучка от попадания пламени, а также уменьшает химический недожог. Из топки дымовые газы выходят в камеру догорания через окно в правом верхнем углу стенки, разделяющей топку и камеру догорания.

Первый ряд конвективного пучка является задним экраном камеры догорания. Конвективный пучок разделен на два газохода перегородками **25**, благодаря чему увеличивается длина пути дымовых газов. Выход дымовых газов осуществляется в общий газоход, находящийся на задней стенке обмуровки топки.

При наличии пароперегревателя часть кипяtilьных труб конвективного пучка не устанавливается; пароперегреватели размещаются в первом газоходе после второго-третьего рядов кипяtilьных труб.

Для очистки труб (при работе на мазуте) котлы оборудованы стационарным обдувочным прибором **28** с расположенной по оси котла вращающейся трубой, имеющей ряд сопел (диаметр сопел - 8 мм). Прибор крепится на каркасе задней стенки котла. Для обдувки применяется насыщенный или перегретый пар с давлением не менее 7 кгс/см². На трубопроводе перед обдувочным прибором должны быть установлены манометр и штуцер с вентилем для спуска конденсата перед обдувкой. Вращение обдувочной трубы производится вручную при помощи маховика и цепи.

1.2. Сепарационные устройства

Пар, образующийся в испарительных поверхностях котла, с большой скоростью выносится через зеркало испарения в паровое пространство барабана котла, увлекая за собой мелкие частицы воды с растворенными в ней солями. Эти соли могут отлагаться на внутренних поверхностях арматуры, что приведет к нарушению ее плотности. Для отделения капелек воды от пара применяют сепарационные устройства: дырчатые листы, которые крепятся изнутри к верхней образующей барабана, и центробежные сепараторы (циклоны).

По ГОСТ 23172-78 различают:

Жалюзийный сепаратор – сепаратор, выполненный из профилированных пластин, собранных в пакеты (см. рис. 2). В жалюзийном сепараторе пар поднимается по извилистому пути между стальными гофрированными пластинами. Находящаяся в паре влага оседает на поверхности металла, собирается в крупные капли и опускается против направления парового потока. Дырчатый лист, установленный над пластинами, улавливает прошедшие через пластины одиночные капли воды.

Внутрибарабанный циклон – центробежный сепаратор, расположенный внутри барабана котла. В сепараторах этого типа пароводяная смесь вводится в вертикальные стальные цилиндры по касательной к их внутренней поверхности, благодаря чему в каждом циклоне возникает вращательное (вихревое) движение воды и пара. При этом вода, как более тяжелая, отжимается к стенкам циклона и стекает вниз. В барабанах котлов большой производительности устанавливают по несколько десятков циклонов, которые загромождают внутренний объем барабанов и затрудняют ремонтные работы.

Выносной циклон – центробежный сепаратор, расположенный вне барабана котла.

1.3. Легкоплавкие пробки

В целях обеспечения надежности эксплуатации на нижней образующей верхнего барабана котла над топочной камерой устанавливают две контрольные (легкоплавкие) пробки **16**: одну ближе к фронту, вторую - к задней стенке топки (см. рис. 2). Основное назначение пробок состоит в том, чтобы в случае упуска воды своевременно обратить

внимание персонала на чрезмерное повышение температуры стенки барабана. В этом случае легкоплавкий сплав, которым заливается корпус пробки, должен начать плавиться.

Резкий шум пароводяной струи, выходящей через образующийся при этом в пробке канал, является сигналом для принятия мер к немедленной остановке котла. Контрольная пробка должна выплавляться при температуре 300 °С. Химический состав сплава: свинец - 90%; олово - 10%.

Рекомендуется через каждые 12 месяцев эксплуатации котла менять или перезаливать пробки. Дата перезаливки должна быть выбита клеймением на торце пробки.

2. Арматура котла

К арматуре котла относят водоуказательные приборы, задвижки, вентили, краны и предохранительные клапаны.

2.1. Предохранительные клапаны

Для автоматического выпуска из котла, пароперегревателя, экономайзера некоторого количества пара или воды при подъеме давления в них выше допустимых значений служат предохранительные устройства. На котлах и деаэраторах с давлением пара до 0,7 кгс/см² применяют выкидные устройства (гидрозатворы). На котлах с давлением пара более 0,7 кгс/см² используют рычажные, пружинные предохранительные клапаны и импульсные предохранительные устройства (ИПУ).

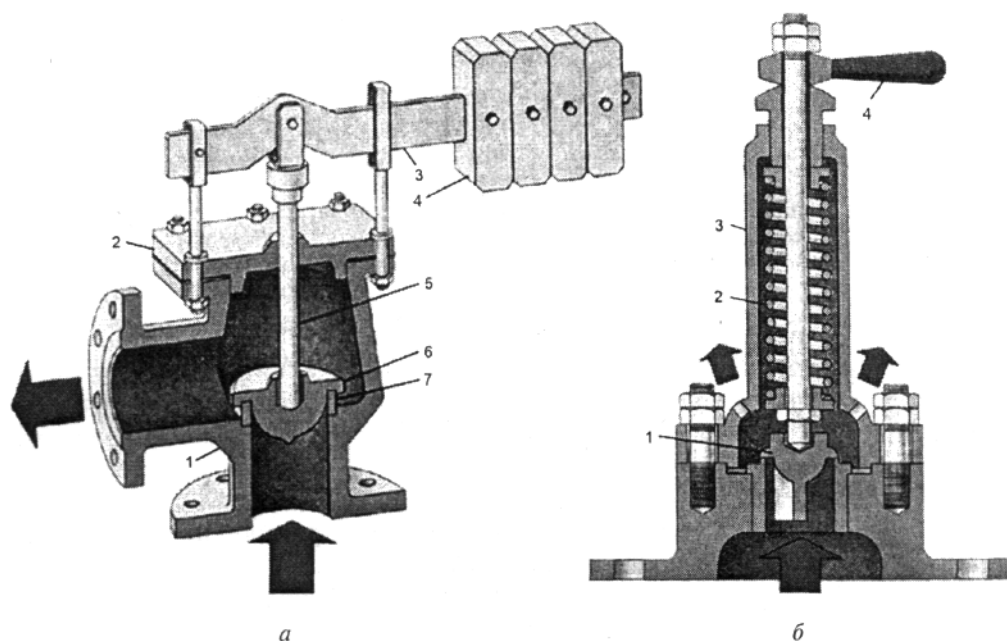


Рис. 4. Предохранительные клапаны:

а - рычажный предохранительный клапан: 1 - корпус; 2 - крышка; 3 - рычаг; 4 - грузы; 5 - шпindel; 6 - клапанная тарелка; 7 - клапанное седло; б - пружинный предохранительный клапан: 1 - клапанная тарелка; 2 - пружина; 3 - кожух; 4 - ручка для опробования клапана

В рычажном предохранительном клапане выход пара из клапана закрывается тарелкой (рис. 4, а), которая грузом прижимается к седлу, вставленному в корпус. Направляющие - ребра тарелки не позволяют ей перекашиваться относительно седла. Снизу на клапан давит пар, стремясь вырваться из парового котла, сверху на клапан передается давление от груза, закрепленного на конце рычага. Масса груза и длина рычага подбираются таким образом, чтобы тарелка поднималась, как только давление в котле превысит допустимое. Для выхода пара в корпусе клапана имеется отверстие, которое обычно соединяют с атмосферой.

В пружинных предохранительных клапанах давление на тарелку создает пружина (рис. 4, б).

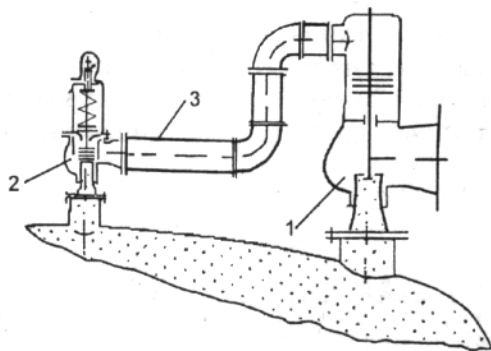


Рис. 5. Принципиальная схема импульсного предохранительного устройства:
1 - корпус главного клапана; 2 - импульсный (управляющий) предохранительный клапан; 3 - соединительный трубопровод

Импульсное предохранительное устройство (рис. 5) состоит из двух клапанов: импульсного (ИК) и главного. Импульсный клапан управляет работой главного предохранительного клапана (ГПК). При увеличении давления выше допустимого ИК открывается, пропуская пар по соединительному трубопроводу в поршневую камеру ГПК. Поршень ГПК переместится вниз и выпустит излишний пар в выхлопную трубу, выведенную в атмосферу.

2.2. Водоуказательные приборы

Водоуказательные приборы (стекла) работают с котлом по принципу сообщающихся сосудов. Водоуказательные стекла (ВУС) являются указателями уровня прямого действия, они состоят из корпуса, между двумя половинками которого зажато стекло парового, водяного и продувочного кранов (рис. 6).

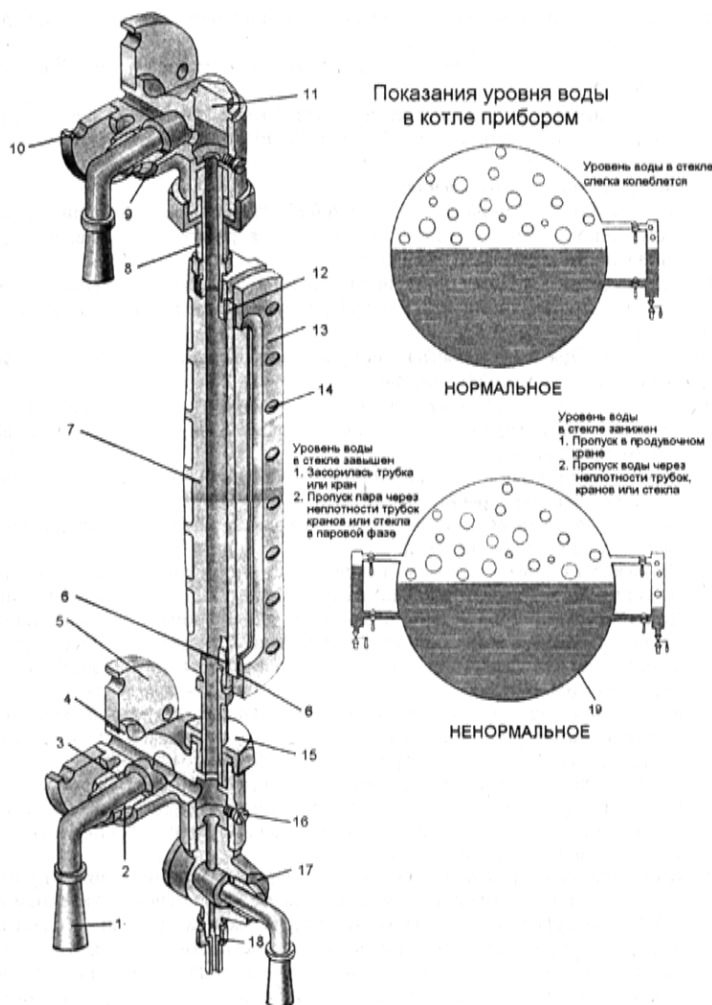


Рис. 6. Водоуказательный прибор:

1 - рукоятка водяного крана; 2 - гайка сальника; 3 - набивка сальника; 4 - корпус водяного крана; 5 - фланец крепления прибора; 6 - прокладка; 7 - корпус; 8 - трубка; 9 - корпус парового крана; 10 - фланец крепления прибора; 11 - пробка; 12 - стекло; 13 - крышка; 14 - болт крепления крышки; 15 - накидная гайка; 16 - пробка; 17 - корпус продувочного крана; 18 - накидная гайка дренажная; 19 - верхний барабан котла

В соответствии с ГОСТ 1663-81 стекла для указателей уровня жидкости подразделяют на два типа: рифленные и гладкие.

Рифленные стекла (стекла «Клингер») имеют гладкую смотровую поверхность, призматические риски на противоположной ей поверхности и предназначены для работы в паровых

При понижении уровня в барабане разность высот столбов жидкости в трубах

увеличится, что приведет к перемещению тяжелой жидкости и понижению ее уровня в водоуказательной колонке. Повышение уровня в барабане вызовет соответствующее повышение уровня тяжелой жидкости в колонке. Гидростатические сниженные указатели уровня могут применяться с показывающими и сигнализирующими дифференциальными манометрами типа ДМ и др.

3. Несущие конструкции котла

3.1. Каркас котла

Каркас котла - это несущая металлическая конструкция, воспринимающая собственный вес котла с учетом временных и особых нагрузок и обеспечивающая требуемое взаимное расположение элементов котла. Конструкция каркаса зависит от мощности и компоновки котла.

Каркас котла представляет собой жесткую пространственную рамную конструкцию, состоящую из колонн, опорных и вспомогательных балок. Несущие колонны - наиболее ответственная часть каркаса; они воспринимают основные нагрузки и передают их на фундамент. Колонны изготовляют из швеллеров или двутавров, сваренных между собой с помощью специальных планок. Опорный башмак нижней части колонны состоит из опорной плиты, траверс и ребер.

Для того чтобы предохранить каркас от неравномерного нагрева, его выносят из зоны повышенных температур за обмуровку. Однако некоторые элементы каркаса, например опорные балки водяного экономайзера, не удастся вынести из зоны повышенных температур. В этом случае их изолируют или охлаждают воздухом, проходящим внутри элементов каркаса коробчатого сечения.

3.2. Обмуровка топки

Обмуровка - система огнеупорных и теплоизоляционных ограждений или конструкций котла, предназначенная для уменьшения тепловых потерь и обеспечения газовой плотности. Внутренний слой обмуровки топки, защищающий кирпич от термического воздействия в самых теплонапряженных местах, называют *футеровкой* (от нем. *futter* - подкладка). Температура наружной поверхности обмуровки не должна превышать 55 °С (при температуре окружающего воздуха +25 °С).

Конструкция обмуровки зависит от условий, в которых она работает. Если стены топочной камеры закрыты трубами поверхностей нагрева - экранированы, то температура внутренней огневой стенки обмуровки будет значительно ниже, чем у неэкранированных котлов, и разность температур между наружной и внутренней стенками обмуровки уменьшится, т. е. обмуровка будет работать в более благоприятных условиях. В этом случае ее можно выполнить более легкой и дешевой.

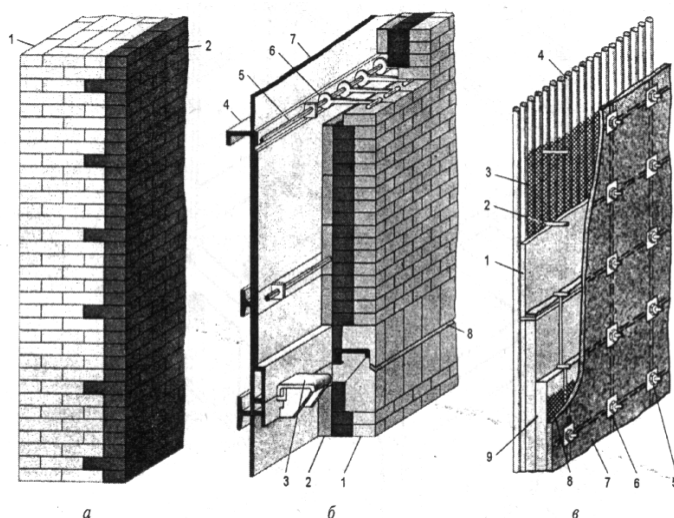


Рис. 8. Виды обмуровки вертикальных стен котлов:

а - тяжелая: 1 - огнеупорный кирпич; 2 - обыкновенный кирпич; б - облегченная: 1 - шамотный кирпич; 2 - термоизолирующие плиты; 3 - опорный кронштейн; 4 - каркас котла; 5 - трубы для крепления крючьев; 6 - крюк; 7 - металлическая обшивка; 8 - температурный шов; в - натрубная: 1 - шамотобетон; 2 - штырь; 3 - сетка; 4 - экран; 5 - гайка; 6 - шайбы; 7 - газоплотная обмазка; 8 - сетка; 9 - теплоизолирующие плиты

По конструктивному оформлению обмуровка делится на *тяжелую* и *облегченную*.

Облегченная обмуровка бывает накаркасная и натрубная.

Тяжелая обмуровка состоит из футеровочного (огнеупорного) и облицовочного слоев кирпича (рис. 8, а). Внутренний слой обмуровки выкладывается из огнеупорного (шамотного) кирпича. Внешний слой выполняется из обыкновенного кирпича. Толщина обмуровки 380-640 мм. Установленная на фундаменте котла, она передает на него весь собственный вес. При большой высоте котла (более 10-12 м) устраивают разгрузочные пояса, с помощью которых собственный вес обмуровки частично передается на каркас. Тяжелая обмуровка обычно применяется в котлах малой и средней паропроизводительности.

В современных котлах благодаря плотному экранированию стен топочной камеры трубами поверхностей нагрева температуру внутренней поверхности обмуровки удается снизить до 400-500 °С, что позволяет сделать обмуровку тоньше и легче, т. е. облегченной.

Облегченная обмуровка применяется в котлоагрегатах средней и большой паропроизводительности. По способу передачи механических нагрузок разделяют *натрубные*, передающие нагрузки на экранные системы котла и через них на каркас котла, и *накаркасные*, передающие нагрузки непосредственно на каркас котла обмуровки. Накаркасная обмуровка выполняется в виде двух или трех слоев кирпича общей толщиной не более 300-500 мм. Внутренний ее слой - футеровка, средний слой - изоляционный, внешний - облицовочный. Для предохранения обмуровки от механических повреждений и создания необходимого уплотнения ее снаружи дополнительно обшивают металлическими листами толщиной 3-4 мм. Такая обмуровка через 1,5-2 м по высоте крепится к каркасу. Конструкции креплений могут быть различными; чаще всего используют чугунные крюки (кляммеры) (рис. 8, б).

Натрубная обмуровка применяется в котлоагрегатах большой паропроизводительности. Она состоит из нескольких слоев теплоизолирующей массы, которая накладывается непосредственно на трубы и удерживается с помощью приваренных к трубам шипов, крюков и проволоочной сетки (рис. 8, в). Теплоизолирующая масса такой обмуровки состоит из слоя огнеупорной хромитовой массы, легковесного бетона и изоляционных плит. Кроме того, наносят уплотняющую штукатурку и газонепроницаемую обмазку. В некоторых котлах такая обмуровка выполняется в виде плит, изготовляемых из огнеупорных и изоляционных масс. Плиты имеют проволоочный каркас и крепятся к экранным трубам. По конструкции облегченные натрубные обмуровки бывают монолитные и сборные.

3.3. Гарнитура котла

Гарнитурой котла служат устройства для его обслуживания: лестницы, лючки, гляделки, лазы, обдувочные аппараты, дробеочистительные установки, взрывные предохранительные клапаны и др.

Лазы служат для осмотра и ремонта поверхностей нагрева. Они могут быть прямоугольными или круглыми. Дверцы лазов топки и газоходов устанавливаются на чугунной раме, закрепляемой в обмуровке или на каркасе котла.

Гляделки предназначены для визуального осмотра топки и газоходов с наружной стороны котла во время его работы. По устройству они не отличаются от лазов, но имеют значительно меньшие размеры.

Обдувочные аппараты, дробеочистительные установки служат для очистки поверхностей нагрева от золы и шлака при работе на мазуте и твердом топливе.

Взрывные предохранительные клапаны предназначены для соединения топки котла и газоходов с атмосферой в случае хлопка или взрыва в них с целью предохранения обмуровки котлов и кладки газоходов от разрушения. Клапан должен «сработать», т. е. дать газам выход в атмосферу, прежде, чем они разрушат обмуровку или кладку.

Взрывные предохранительные клапаны следует предусматривать в верхней части топки и газоходов, а также в других местах, где возможно скопление взрывоопасной смеси.

С целью предотвращения травмирования людей взрывные предохранительные клапаны должны иметь отводящие кожухи (рис. 9).

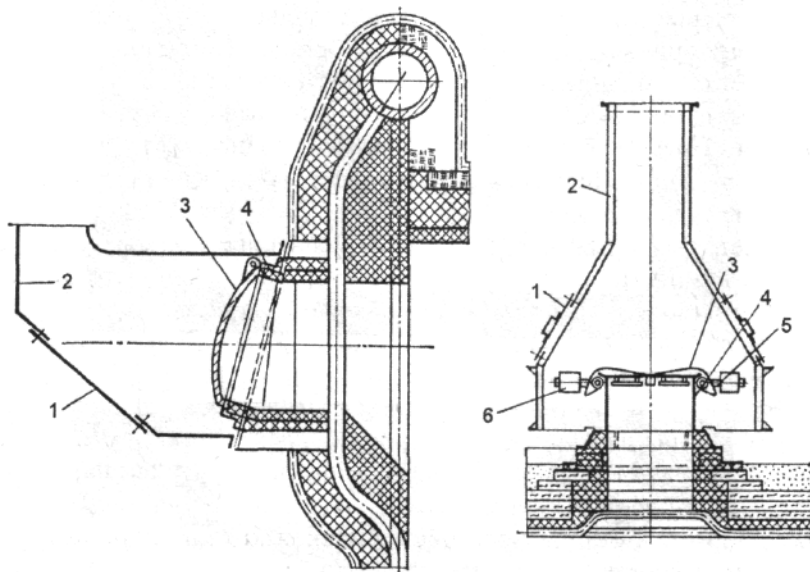


Рис. 9. Взрывные клапаны для установки на боковых стенах и потолке котла:
1 - люк; 2 - отводящий короб; 3 - створка клапана; 4 - корпус; 5 - рычаг; 6 - груз

Наибольшее распространение получили следующие конструкции взрывных клапанов:

1. *Сбросного типа*. Они представляют собой свободно лежащие над проемом пластины, опирающиеся на выступающие элементы котла или кирпичной кладки. По периметру пластина уплотняется мягкой огнеупорной глиной, при взрыве - отбрасывается.

2. *Откидного типа*. Их можно устанавливать на горизонтальных и вертикальных стенках газоходов. Эти клапаны представляют собой пластину, соединенную с рамой при помощи петель, на которых она откидывается при взрыве (см. рис. 9).

3. *Разрывного типа*. Устанавливаются на горизонтальных и вертикальных участках газохода. Представляют собой мембраны, закрепленные по краям в раме и разрывающиеся при взрыве. Наиболее часто применяют мембраны из листового асбеста толщиной 2-3 мм. Со стороны газохода по всей площади клапана закрепляется металлическая сетка с ячейками не менее 40x40 мм, которая, не препятствуя выбросу взрывной волны, придает мембране необходимую прочность при случайном воздействии на нее снаружи.

Клапаны из асбестовых мембран, зажатых в металлических рамках, дешевы и просты в изготовлении, однако во время эксплуатации часто разрушаются даже при отсутствии взрывов из-за перегрева, пульсации в топках и газоходах, неплотности мембраны. Для уменьшения вибрации мембраны снаружи обмазывают тонким слоем глины. Для уменьшения нагрева клапан устанавливают так, чтобы излучение факела или кладки не попадало на асбест.

4. Ступенчатое испарение

Сущность ступенчатого испарения заключается в создании различных солевых концентраций котловой воды. В циркуляционных контурах котла создают чистые и солевые отсеки с целью улучшения качества пара. Качество пара определяется концентрацией солей в котловой воде (солесодержанием). Уменьшить солесодержание можно 2 путями:

- 1) уменьшением солей в питательной воде;
- 2) увеличением продувки.

Для котлов с одноступенчатой схемой испарения увеличение продувки ограничено величиной 2-5% от паропроизводительности. Регулируют концентрацию солей в одноступенчатой схеме за счет периодической продувки котла со всех нижних точек.

Ступенчатое испарение позволяет получать пар требуемого качества при сниженном количестве продувочной воды, для чего в верхнем барабане котла устанавливают перегородки с отверстиями, которые разделяют водяной объем барабана на ряд

уменьшающихся отсеков - ступеней, а паровое пространство остается общим. Например, барабан разделяют на три отсека - два торцевых меньших размеров и один средний большего размера (рис. 10, а). Поверхность нагрева котла, подсоединенная к каждому из отсеков, должна иметь самостоятельный циркуляционный контур.

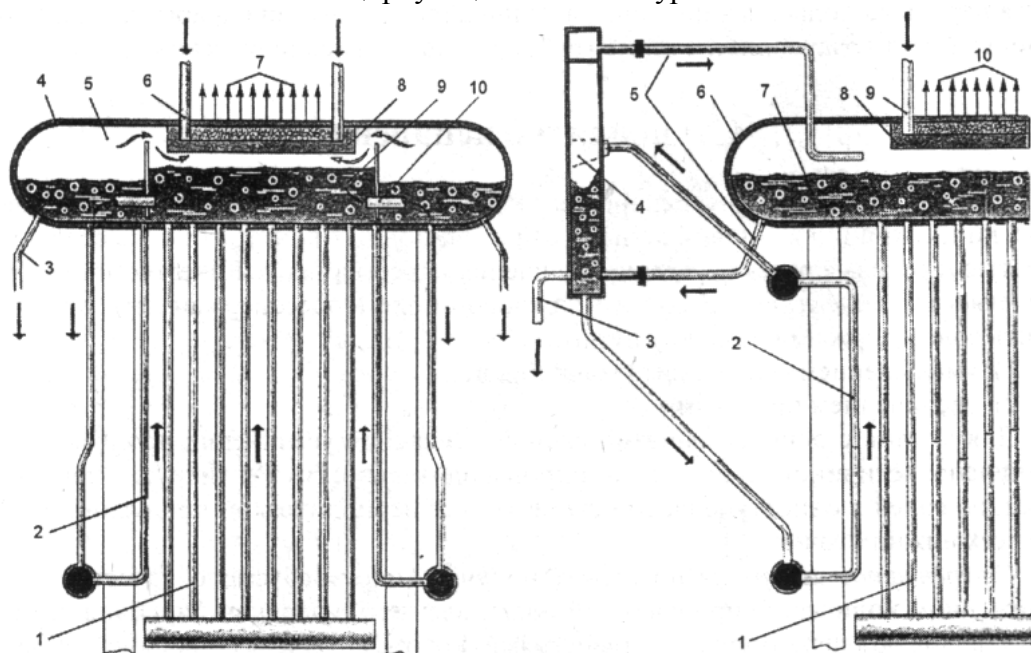


Рис. 10. Схемы ступенчатого испарения:

а - схема двухступенчатого испарения: 1 - испарительный контур чистого отсека; 2 - испарительный контур солевого отсека; 3 - непрерывная продувка; 4 - барабан котла; 5 - солевой отсек; 6 - подвод питательной воды; 7 - выход пара; 8 - водораспределительное устройство; 9 - чистый отсек; 10 - перепускная труба; б- схема испарения с выносным циклоном: 1 - испарительный контур чистого отсека; 2 - испарительный контур солевого отсека; 3 - непрерывная продувка; 4 - солевой отсек (выносной сепаратор); 5 - перепускная труба; 6 - барабан котла; 7 - чистый отсек; 8 - водораспределительное устройство; 9 - подвод питательной воды; 10 - выход пара

Вся питательная вода подается в первый - средний отсек, над которым размещен штуцер с вентилем для отвода пара из барабана. Через отверстия в перегородках проходит вода, которая в циркуляционных контурах концевых отсеков должна превратиться в пар. При этом по направлению к концевым отсекам концентрация солей в котловой воде увеличивается, а количество получаемого пара уменьшается. Основное количество пара получается в среднем чистом отсеке, в котором за счет большой продувки (равной расходу котловой воды в крайних отсеках) образуется пар с более низким солесодержанием. Из солевых отсеков осуществляется непрерывная продувка. При выходе из котла пар первой и второй ступени перемешивается и общее качество пара значительно повышается.

В котлах с перегородками имеет место значительный переброс воды из солевых отсеков в чистый. По этой причине часто солевые отсеки выносятся из котла путем устройства циклонов и подключения к ним экранных поверхностей второй ступени испарения (рис. 10, б). Из циклонов ведется непрерывная и периодическая продувка. Циклоны также обеспечивают сепарацию пара. Внутри циклона в верхней части устанавливается дырчатый лист, в нижней части - ребро для предотвращения образования воронки. В области ввода пароводяной смеси из экранов в циклоны ставится перегородка, направляющая этот поток тангенциально к корпусу. При вращательном движении, вода отделяется от пара и отводится в нижний коллектор экрана.

5. Продувка котлов

Продувкой называется отвод из котлоагрегата части котловой воды и замена ее питательной. При помощи продувки устанавливается материальный баланс солей, в результате чего поддерживается определенное по нормам солесо-держание котловой воды. Продувка котла бывает *периодическая* и *непрерывная*.

При периодической продувке из самых нижних частей котла удаляется часть котловой воды, наиболее насыщенной шламом. В результате этого насыщенность котловой воды шламом понижается (за счет добавки питательной воды), что в свою очередь ведет к уменьшению отложений накипи на поверхности нагрева. Непрерывную продувку, как правило, выполняют из верхних барабанов, т. к. считается, что там концентрируется наибольшее количество солей.

Сроки периодических продувок котла устанавливаются в производственной инструкции в зависимости от качества питательной воды и нагрузки котла (как правило, два раза в сутки). Продувку выполняют строго по графику в присутствии старшего смены. О предстоящей продувке котла предупреждают также лиц, ремонтирующих соседние котлы.

При расположении продувочной арматуры у фронта котла продувку может выполнять один машинист (оператор), если же продувочная арматура находится позади или сбоку котла, то ее выполняют два машиниста; один производит продувку, второй наблюдает за уровнем воды в котле.

Периодическую продувку проводят в следующем порядке:

1) проверяют исправность продувочной линии: не разобрана ли она и не находится ли она в ремонте, установлены ли заглушки к продувочной арматуре котлов, находящихся в ремонте;

2) ощупывают отвод (штуцер) между котлом и продувочным вентилем, который должен быть горячим; холодное состояние этого отвода является признаком его засорения (образовалась пробка из шлама и накипи). В этом случае проводить продувку опасно, т. к. при открывании продувочного вентиля давлением котловой воды может пробить образовавшуюся пробку в отводе, и в результате гидравлического удара могут разрушиться отвод и продувочная арматура;

3) проверяют исправность продувочной арматуры (вентилей);

4) устанавливают исправность водоуказательных приборов;

5) подкачивают воду в котел до высшего допустимого уровня (до 3/4 высоты водомерного стекла);

6) осторожно и постепенно полностью открывают сначала *второй по ходу воды от котла продувочный вентиль*, затем слегка ослабляют ближайший к котлу продувочный вентиль. После этого его плавно полностью открывают, а затем закрывают. Закрывают второй вентиль по ходу воды из котла и приступают к продувке следующей точки;

7) другой машинист в это время должен наблюдать по водоуказательным стеклам за уровнем воды в котле. При снижении уровня воды до нормального (среднего) продувку следует приостановить и подкачать воду в котел. В случае появления в продувочной линии гидравлических ударов, вибраций трубопровода или других неполадок продувку котла следует прекратить;

8) запрещается производить продувку из нескольких точек одновременно;

9) по окончании продувки котла следует убедиться, что запорные вентили на продувочной линии надежно закрыты и не пропускают воду. Если не удастся плотно закрыть продувочные вентили, необходимо усилить питание котла водой и ослабить горение в топке; при сильном пропуске воды остановить котел. Запрещается закрывать продувочные вентили ударами молотка или другими предметами, а также при помощи рычага. Запрещается также продувать котел при недостаточном освещении продувочной арматуры и проходов к ней.

О начале и конце периодической продувки должна быть сделана запись в сменном (вахтенном) журнале.

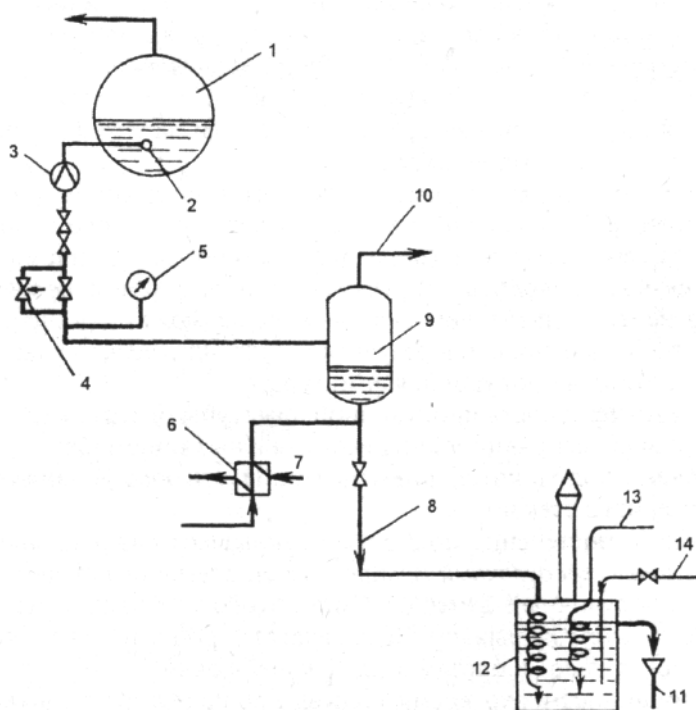


Рис. 11. Принципиальная схема непрерывной продувки:

1 - барабан; 2 - водозаборное устройство; 3 - расходомер (диафрагма); 4 - регулирующий клапан; 5 - манометр; 6 - теплообменник; 7 - нагреваемая вода; 8 - дренаж; 9 - сепаратор непрерывной продувки; 10 - выпар (направляется в деаэратор); 11 - дренаж; 12 - барботер; 13, 14 - трубы для подвода в барботер воды периодической продувки и охлаждающей

Непрерывная продувка должна обеспечивать при работе котла постоянный вывод избытка солей из котловой воды. Котловая вода непрерывной продувки из барабана отводится в аппарат, называемый сепаратором непрерывной продувки, в котором происходит расширение воды и отделение пара (рис. 11).

Сепаратор непрерывной продувки (рис. 12) представляет собой цилиндрический сосуд со сферическими или плоскими днищами. В верхней части корпуса находится жалюзийное сепарационное устройство, а в нижней - регулятор уровня воды. Сепаратор оборудован водоуказательным стеклом, манометром и предохранительным клапаном. Продувочная вода по трубопроводам подается от котлов в сепаратор, давление в котором значительно ниже, чем давление в котле (сепаратор соединен с атмосферой). В результате часть воды испаряется и образовавшийся пар сбрасывается в атмосферу или поступает в котловой деаэратор, где тепло его используется, а оставшаяся горячая вода, содержащая соли, - в дренаж или используется для подогрева холодной воды (рис. 11). Как правило, эту продувочную воду направляют в теплообменник для подогрева исходной воды, идущей к фильтрам ХВО. После теплообменника вода поступает в барботер, а затем сбрасывается в канализацию. Степень открытия регулирующего клапана (рис. 11) устанавливает химическая лаборатория, и машинисту запрещается производить какие-либо изменения его положения.

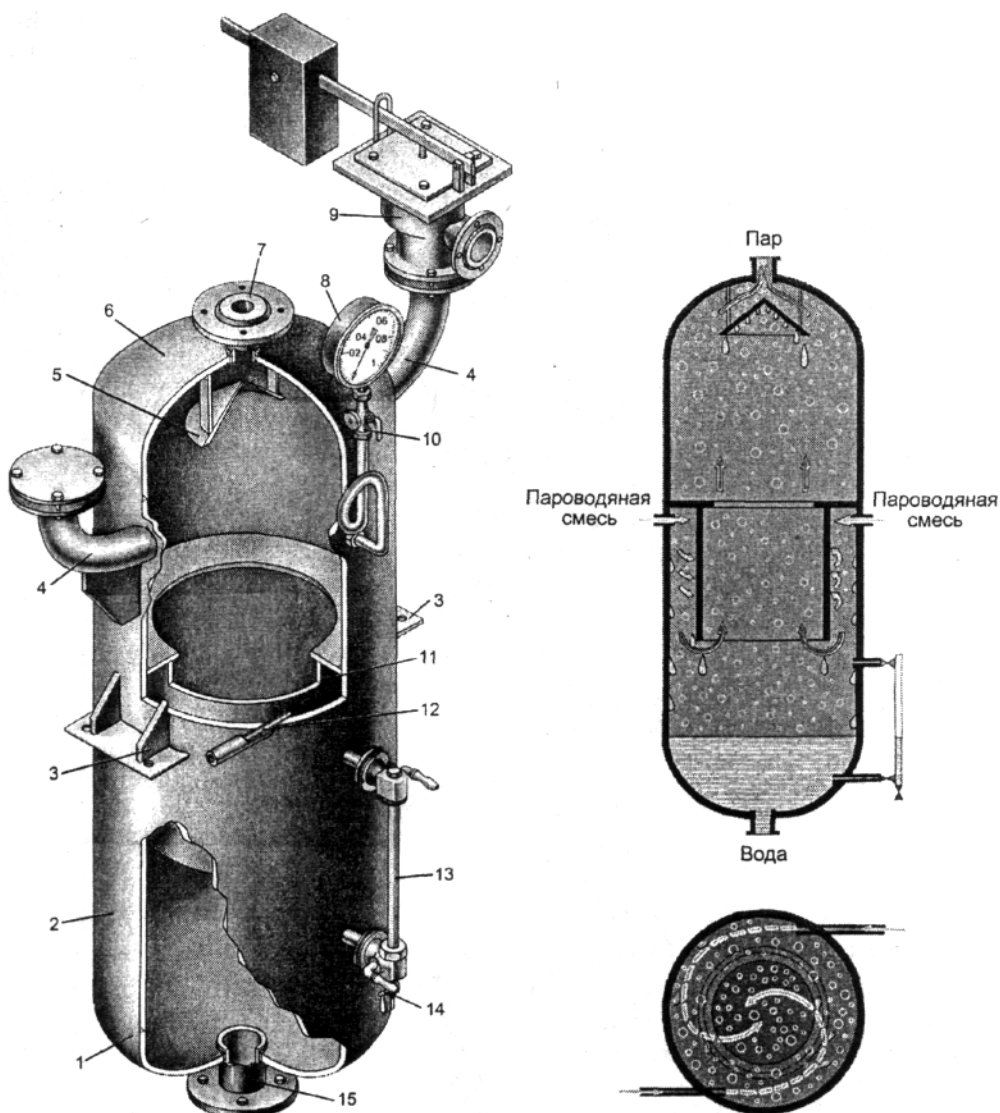


Рис. 12. Сепаратор непрерывной продувки:

1 - нижнее днище; 2 - корпус сепаратора; 3 - опора крепления сепаратора; 4 - колено с фланцем; 5 - отбойный щит; 6 - верхнее днище; 7 - патрубок выхода отсепарированного пара; 8 - манометр; 9 - однорычажный предохранительный клапан; 10 - трехходовой кран; 11 - сепарирующее устройство; 12 - пароподводящее сопло; 13 - водоуказательное стекло; 14 - кран для продувки водоуказательного стекла; 15 - выход отсепарированной воды

Барботер - устройство для охлаждения горячих стоков котельной за счет подмешивания к ним холодной воды (по принципу смешительного теплообменника).

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

3.1 Практическое занятие № 1 (2 часа).

Тема: «Параметры состояния термодинамической системы»

1. Параметры состояния идеального газа

К основным термодинамическим параметрам газообразного вещества относятся: термодинамическая температура, абсолютное давление, объем.

Термодинамическая (абсолютная) температура рабочего тела является мерой интенсивности теплового движения молекул. Термодинамическая температура T отсчитывается по *шкале Кельвина*. В технике иногда применяется *стоградусная шкала* – шкала Цельсия. Величина градуса в обеих шкалах одинакова, поэтому пересчет с одной шкалы в другую производится по формуле:

$$T = t + 273,15. \quad (1.1)$$

Тем не менее, во всех термодинамических соотношениях используется только термодинамическая температура.

Абсолютное давление численно равно силе, действующей по направлению нормали на единицу площади поверхности тела. Единицей измерения давления служит Паскаль (Па) – давление, вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по поверхности площадью 1 м² и нормальной к ней. Внесистемными единицами давления являются атмосфера и бар. Давление также может измеряться высотой столба жидкости, то есть в мм ртутного и водяного столба.

Между единицами измерения существуют следующие соотношения:

$$1 \text{ кгс/см}^2 = 9,807 \cdot 10^4 \text{ Па} = 98,07 \text{ кПа}$$

$$1 \text{ ат} = 9,807 \cdot 10^4 \text{ Па} = 98,07 \text{ кПа} \Rightarrow 1 \text{ кгс/см}^2 = 1 \text{ ат}$$

$$1 \text{ мм вод. ст.} = 9,807 \text{ Па} = 9,807 \cdot 10^{-3} \text{ кПа}$$

$$1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3 \text{ Па} = 0,1333 \text{ кПа.}$$

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 100 \text{ кПа}$$

Абсолютное давление складывается из двух составляющих атмосферного (барометрического) $p_{\text{бар}}$ и избыточного давлений $p_{\text{изб}}$:

$$p = p_{\text{бар}} + p_{\text{изб}}.$$

Атмосферное давление измеряется барометрами.

Избыточное давление может быть как положительным, так и отрицательным. Положительное избыточное давление в системе измеряется манометрами различной конструкции, поэтому положительное избыточное давление также называется манометрическим – $p_{\text{ман}}$. Отрицательное избыточное давление представляет собой вакуум в системе, который измеряется вакуумметрами, поэтому отрицательное избыточное давление называется вакуумметрическим – $p_{\text{вак}}$.

Таким образом, для определения абсолютного давления необходимо знать показания барометра и манометра или вакуумметра:

$$p > p_{\text{бар}}: p = p_{\text{бар}} + p_{\text{ман}}. \quad (1.2)$$

$$p < p_{\text{бар}}: p = p_{\text{бар}} - p_{\text{вак}}. \quad (1.3)$$

Объем V системы выражается в м³. Очень часто в термодинамических соотношениях применяется *удельный объем* вещества, представляющий собой объем, занимаемый единицей массы вещества:

$$v = \frac{V}{m}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (1.4)$$

Иногда вместо удельного объема применяется обратная величина – плотность:

$$\rho = \frac{m}{V}, \text{ кг/м}^3. \quad (1.5)$$

Для сравнения различных газов между собой по объему их приводят к так называемым *нормальным физическим условиям* (НФУ), характеризующимся давлением $p_n = 760$ мм рт.ст. (101,3 кПа) и температурой $T = 273,15$ К.

2. Основные законы идеального газа

Для идеальных газов справедливы следующие законы.

Закон Бойля-Мариотта: для данной массы газа при постоянной температуре произведение давления газа на его объем есть величина постоянная:

$$pV = \text{const},$$

или для данной массы газа при постоянной температуре объем, занимаемый идеальным газом, изменяется обратно пропорционально его давлению:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{p_2}{p_1}. \quad (2.1)$$

Закон Гей-Люссака: для данной массы газа при постоянном давлении отношение удельного объема к его термодинамической температуре есть величина постоянная:

$$\frac{v}{T} = \text{const},$$

или для данной массы газа при постоянном давлении объем, занимаемый идеальным газом, изменяется прямо пропорционально термодинамическим температурам:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (2.2)$$

При этом все газы при нагревании на 1 К обнаруживают относительное увеличение объема на одну и ту же величину, равную:

$$\alpha = \frac{1}{273,15} = 0,003661 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}.$$

Так как $T = t + 273,15$, то $T = t + 1/\alpha$. Тогда,

$$\frac{v}{v_0} = \frac{T}{T_0} \Rightarrow v = \alpha v_0 T = v_0(\alpha t + 1), \quad (2.3)$$

где v_0 – удельный объем газа при температуре $T_0 = 273,15 = 1/\alpha$;

v – удельный объем газа при температуре T .

Закон Шарля: для данной массы газа при постоянном объеме отношение давления газа к его термодинамической температуре есть величина постоянная:

$$\frac{p}{T} = \text{const},$$

или для данной массы газа при постоянном объеме давление газа изменяется прямо пропорционально его термодинамической температуре:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (2.4)$$

Закон Авогадро: при одинаковых температурах и давлениях в равных объемах различных идеальных газов содержится одинаковое количество молекул ($6,022 \cdot 10^{23}$ – число Авогадро). Из закона Авогадро следует, что *плотности газов, находящихся при одинаковых температурах и давлениях, прямо пропорциональны их молярным массам*:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{M_1}{M_2}, \quad (2.5)$$

где ρ и M – соответственно плотность и молярная масса газа.

Так как $\rho = 1/\nu$, то отношение плотностей газов может заменить обратным отношением удельных объемов:

$$\frac{\nu_2}{\nu_1} = \frac{M_1}{M_2} \Rightarrow \nu_1 M_1 = \nu_2 M_2.$$

Следовательно, при одинаковых физических условиях произведение удельного объема газа на его молярную массу есть величина постоянная и не зависит от природы газа:

$$\nu M = \text{const.} \quad (2.6)$$

Произведение νM есть объем 1 кмоль идеального газа (молярный объем) V_M , а полученное выражение показывает, что объемы киломолей всех газов при равных температурах и давлениях одинаковы. Так, при нормальных физических условиях объем одного киломоля любого идеального газа будет одним и тем же – 22,4 м³/кмоль.

3. Уравнение состояния идеального газа

Уравнением состояния называется выражение, которое связывает любой термодинамический параметр системы с параметрами, принятыми в качестве независимых переменных. Уравнение состояния, связывающее для однородного тела давление p , объем V и температуру T , называется *термическим уравнением состояния*: $f(p, V, T) = 0$.

Уравнение состояния не может быть выведено методами термодинамики и должно быть найдено либо экспериментально, либо методами статистической физики. Для идеальных газов уравнение состояния может быть получено из совместного рассмотрения законов Бойля-Мариотта и Гей-Люссака, из которых следует:

$$\frac{p_1 \nu_1}{T_1} = \frac{p_2 \nu_2}{T_2}.$$

Представленное выражение показывает, что произведение удельного объема идеального газа на абсолютное давление, деленное на термодинамическую температуру, для любого равновесного состояния есть величина постоянная:

$$\frac{p\nu}{T} = \text{const.}$$

Постоянная величина, отнесенная к 1 кг газа, обозначается буквой R и называется *газовой постоянной*. Газовая постоянная не зависит от состояния газа, а зависит только от его свойств. Она является индивидуальной для каждого газа. Тогда:

$$\frac{p\nu}{T} = R \quad \Rightarrow \quad p\nu = RT. \quad (3.1)$$

Таким образом, получено уравнение, однозначно связывающее между собой термодинамические параметры газа p , ν и T , то есть *термическое уравнение состояния идеального газа*. Это уравнение также называется уравнением Клапейрона.

Для произвольного количества газа с массой m уравнение состояния имеет вид:

$$pV = mRT. \quad (3.2)$$

где p – абсолютное давление газа, Па;

V – объем произвольного количества газа, м³;

m – масса газа, кг;

T – термодинамическая температура, К.

Уравнению Клапейрона можно придать универсальную форму, если газовую постоянную отнести не к 1 кг газа, а к 1 кмоль.

Уравнение состояния для 1 кмоль газа записывается следующим образом:

$$p\nu M = MRT, \text{ откуда } MR = \frac{pV_M}{T}.$$

Произведение $MR = R_M$ называется *универсальной газовой постоянной*. Она не зависит от состояния газа и одинаковая для всех идеальных газов. Определим значение R_M при нормальных физических условиях:

$$R_M = \frac{101325 \cdot 22,4}{273,15} = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$$

Тогда уравнение состояния идеального газа можно записать в следующем виде:

$$pV_M = 8314T, \quad (3.3)$$

которое является универсальным уравнением состояния идеального газа, и называется уравнением состояния Клапейрона-Менделеева.

Зная универсальную газовую постоянную R_M , можно определить газовую постоянную 1 кг газа:

$$R = \frac{8314}{M}, \quad (3.4)$$

где M – молярная масса газа, кг/кмоль.

Таким образом, уравнение состояния идеального газа может быть представлено в следующих видах:

$$\text{для 1 кг газа} \quad p\nu = RT;$$

$$\text{для } m \text{ кг газа} \quad pV = mRT;$$

$$\text{для 1 кмоль газа} \quad pV_M = R_M T.$$

4. Примеры решения задач

Задача 1. Начальное состояние азота задано параметрами: $t = 200^\circ\text{C}$, $\nu = 1,9 \text{ м}^3/\text{кг}$. Азот нагревается при постоянном давлении, причем объем азота увеличивается до $5,7 \text{ м}^3/\text{кг}$. Определите конечную температуру.

Решение.

По закону Гей-Люссака (2.2):

$$\frac{\nu_1}{T_1} = \frac{\nu_2}{T_2} \Rightarrow T_2 = T_1 \frac{\nu_2}{\nu_1};$$

$$T_2 = (200 + 273,15) \cdot \frac{5,7}{1,9} = 1419 \text{ К}.$$

Ответ: 1419 К.

Задача 2. В цилиндре с подвижным поршнем находится кислород при $t = 80^\circ\text{C}$ и вакуумметрическом давлении 42,7 кПа. Кислород сжимается при постоянной температуре до избыточного давления $p_{\text{изб}} = 1,2 \text{ МПа}$. Барометрическое давление 99,3 кПа. Во сколько раз уменьшится объем кислорода?

Решение.

По закону Бойля-Мариотта (2.1):

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{\text{бар}} + p_{\text{м}}}{p_{\text{бар}} - p_{\text{в}}} = \frac{99,3 + 1200}{99,3 - 42,7} = 22,96.$$

Ответ: объем уменьшился в 23 раза.

Задача 3. Чему равна плотность воздуха при температуре 20°C и давлении 1,5 МПа?

Решение.

$$\text{Плотность воздуха определяется по выражению: } \rho_{\text{в}} = \frac{1}{\nu_{\text{в}}}.$$

Удельный объем воздуха определим из уравнения Клапейрона (3.1):

$$p\nu_g = RT \quad \Rightarrow \quad \frac{p}{\rho_g} = \frac{R_M}{M_g}(t + 273,15) \quad \Rightarrow$$

$$\rho_g = \frac{pM_g}{R_M(t + 273,15)} = \frac{1,5 \cdot 10^6 \cdot 28,96}{8314 \cdot (20 + 273,15)} = 17,8 \text{ кг/м}^3.$$

Ответ: 17,8 кг/м³.

Задача 4. В комнате площадью 35 м² и высотой 3,1 м воздух находится при температуре $t = 23^\circ\text{C}$ и барометрическом давлении 97,3 кПа. Какое количество воздуха проникнет с улицы в комнату, если барометрическое давление увеличится до 101,3 кПа. Температура воздуха остается постоянной.

Решение.

Из уравнения Клапейрона (3.2) $pV = mRT$:

$$p_1 Sh = m_1 \frac{R_M}{M_g}(t + 273,15) \Rightarrow m_1 = \frac{p_1 Sh M_g}{R_M(t + 273,15)}.$$

$$\text{Аналогично } m_2 = \frac{p_2 Sh M_g}{R_M(t + 273,15)}.$$

Количество воздуха, поступающего с улицы в комнату равно:

$$\Delta m = m_2 - m_1 = \frac{p_2 Sh M_g}{R_M(t + 273,15)} - \frac{p_1 Sh M_g}{R_M(t + 273,15)} = \frac{Sh M_g}{R_M(t + 273,15)}(p_2 - p_1);$$

$$\Delta m = \frac{35 \cdot 3,1 \cdot 28,96}{8314 \cdot (23 + 273,15)} \cdot (101,3 - 97,3) \cdot 10^3 = 5,1 \text{ кг}.$$

Ответ: 5,1 кг.

Задача 5. 0,03 м³ кислорода, отнесенного к НФУ, находится в сосуде емкостью 650 см³. Определите показания манометра, измеряющего давление в этом сосуде, если температура кислорода 200°C. Атмосферное давление 101,6 кПа.

Решение.

Из уравнения состояния идеального газа $\frac{p_n V_n}{T_n} = \frac{pV}{T}$ следует:

$$p = \frac{p_n V_n}{T_n} \cdot \frac{T}{V}.$$

Манометрическое давление определяется по выражению:

$$p_{\text{ман}} = p - p_{\text{ат}} = \frac{p_n V_n}{T_n} \cdot \frac{t + 273,15}{V} - p_{\text{ат}};$$

$$p_{\text{ман}} = \frac{101325 \cdot 0,03}{273,15} \cdot \frac{200 + 273,15}{650 \cdot 10^{-6}} - 101600 = 8 \cdot 10^6 = 8 \text{ МПа}.$$

Ответ: 8 МПа.

5. Задачи для самостоятельного решения

1. Давление азота в сосуде при комнатной температуре (20 °C) равно 2,2 МПа. В сосуде азот нагревается, причем известно, что предельное избыточное давление, при котором возможна, безопасная работа, $p_{\text{изб}} = 6 \text{ МПа}$. Определите температуру, до которой возможно нагревание азота. Барометрическое давление 100 кПа.

Ответ: 540 °C.

2. Определите плотность воздуха и водорода при нормальных физических условиях (НФУ).

Ответ: 1,293 кг/м³; 0,0892 кг/м³.

3. Паротурбинная установка мощностью 100 МВт расходует 0,37 кг топлива на 1 кВт·ч. Какова должна быть суммарная массовая производительность вентиляторов, подающих воздух в топку котла, если для сжигания 1 кг топлива требуется 15 м³ воздуха при НФУ?

Ответ: 717,6 т/ч

4. Производительность воздушного компрессора при НФУ 500 м³/ч. Чему равна массовая производительность компрессора?

Ответ: 646,5 кг/ч

5. Компрессор подает кислород в резервуар емкостью 3 м³. Избыточное давление в резервуаре увеличивается при этом от 0,01 до 0,6 МПа, а температура газа – от 15 до 30 °С. Определите массу поданного компрессором кислорода. Барометрическое давление 99,3 кПа.

Ответ: 22,6 кг.

3.2 Практическое занятие № 2 (2 часа).

Тема: «Уравнение состояния рабочего тела.»

1. Парциальное давление и парциальный объем

Рабочими телами типовых машин часто являются смеси различных газов. Воздух также представляет собой газовую смесь, состоящую из азота, кислорода, углекислого газа, водяных паров и одноатомных газов. Для решения практических задач необходимо знать газовую постоянную смеси $R_{см}$, среднюю молярную массу смеси $M_{см}$ и другие параметры газовой смеси.

Газовой смесью называется смесь отдельных газов (компонентов), не вступающих между собой ни в какие химические реакции. Каждый компонент смеси подчиняется уравнению Клапейрона, то есть он является идеальным газом. Каждый газ в смеси ведет себя независимо от других, следовательно, занимает весь располагаемый объем, в котором заключена смесь, и оказывает на стенки сосуда свое так называемое парциальное давление p_i .

Парциальное давление – это давление, которое имел бы каждый компонент смеси, если бы он один при той же температуре занимал весь объем. Газовая смесь идеальных газов подчиняется закону Дальтона, который гласит: общее давление смеси газов равно сумме парциальных давлений отдельных газов, составляющих смесь:

$$p_{см} = \sum_{i=1}^n p_i,$$

где n – количество компонентов газовой смеси.

Итак, каждый компонент смеси, занимая весь объем смеси, находится под своим парциальным давлением. Но если этот компонент поместить под давлением $p_{см}$ при той же температуре $T_{см}$, то он займет объем V_i меньший, чем объем $V_{см}$. Этот объем называется приведенным или парциальным.

Парциальным объемом газа называется объем, который занимал бы компонент, если бы его температура и давление равнялись температуре и давлению смеси газов.

Объем смеси равен сумме парциальных объемов ее компонентов:

$$V_{см} = \sum_{i=1}^n V_i.$$

2. Способы задания газовой смеси

Состав газовой смеси может быть задан массовыми, объемными и молярными долями.

Массовой долей называется отношение массы компонента m_i к массе смеси $m_{см}$:

$$g_i = \frac{m_i}{m_{см}}.$$

Масса смеси является суммой масс ее компонентов:

$$m_{см} = \sum_{i=1}^n m_i,$$

следовательно, сумма массовых долей компонентов равна единице:

$$\sum_{i=1}^n g_i = 1.$$

Объемной долей называется отношение парциального (приведенного) объема компонента V_i к полному объему смеси $V_{см}$:

$$r_i = \frac{V_i}{V_{см}}.$$

Сумма парциальных объемов газа, составляющих смесь, равна объему смеси газов:

$$V_{см} = \sum_{i=1}^n V_i,$$

следовательно, сумма объемных долей равна единице:

$$\sum_{i=1}^n r_i = 1.$$

Молярной долей называется отношение количество молей компонента ν_i к общему количеству молей смеси $\nu_{см}$:

$$n_i = \frac{\nu_i}{\nu_{см}} = r_i.$$

Для идеальных газов молярные и объемные доли численно равны друг другу.

3. Соотношение между массовыми и объемными долями

Между удельными объемами, плотностями, молярными массами и газовыми постоянными существует ряд зависимостей:

$$m = \rho V = M \nu = \frac{8314}{R} \nu.$$

Из этого выражения следует, что:

$$g_i = \frac{m_i}{m_{см}} = \frac{\rho_i V_i}{\rho_{см} V_{см}} = \frac{\rho_i}{\rho_{см}} r_i;$$

$$g_i = \frac{M_i \nu_i}{M_{см} \nu_{см}} = \frac{M_i}{M_{см}} r_i; \quad \Rightarrow$$

$$g_i = \frac{M_i r_i}{\sum_{i=1}^n M_i r_i}$$

$$g_i = \frac{8314 \nu_i}{R_i} \cdot \frac{8314 \nu_{см}}{R_{см}} = \frac{R_{см}}{R_i} r_i;$$

$$r_i = \frac{\rho_{см}}{\rho_i} g_i = \frac{M_{см}}{M_i} g_i = \frac{R_i}{R_{см}} g_i. \Rightarrow r_i = \frac{g_i / M_i}{\sum_{i=1}^n g_i / M_i}$$

Запишем основные расчетные соотношения для средней молярной массы смеси $M_{см}$, газовой постоянной смеси $R_{см}$, плотности смеси $\rho_{см}$, удельного объема смеси $\nu_{см}$ и парциального давления компонентов p_i при различных способах задания состава смеси.

4. Соотношения для расчета смесей идеальных газов

Способ задания смеси	Объемными (молярными) долями	Массовыми долями
Формулы перехода	$g_i = \frac{M_i r_i}{\sum M_i r_i}$	$r_i = \frac{g_i / M_i}{\sum_{i=1}^n g_i / M_i}$
Средняя молярная масса смеси	$M_{см} = \sum_{i=1}^n M_i r_i$	$M_{см} = \frac{8314}{\sum_{i=1}^n R_i g_i}$
Газовая постоянная смеси	$R_{см} = \frac{8314}{\sum_{i=1}^n M_i r_i}$	$R_{см} = \sum_{i=1}^n R_i g_i$
Плотность смеси	$\rho_{см} = \sum_{i=1}^n \rho_i r_i$	$\rho_{см} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\rho_i}}$
Удельный объем смеси	$\nu_{см} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{r_i}{\nu_i}}$	$\nu_{см} = \sum_{i=1}^n \nu_i g_i$
Парциальное давление	$p_i = p r_i$	$p_i = p \frac{g_i / M_i}{\sum_{i=1}^n g_i / M_i}$

5. Примеры решения задач

Задача 1. Смесь 10 кг кислорода и 15 кг азота имеет давление 0,3 МПа и температуру 27°C. Определите: объемные доли каждого газа в смеси, среднюю молярную массу смеси, удельную газовую постоянную, общий объем смеси, парциальные давления и объемы.

Решение.

Массу газовой смеси определяем по выражению:

$$m_{см} = m_{O_2} + m_{N_2} = 10 + 15 = 25 \text{ кг.}$$

Массовые доли газовой смеси равны:

$$g_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_{см}} = \frac{10}{25} = 0,4; \quad g_{N_2} = 1 - g_{O_2} = 1 - 0,4 = 0,6.$$

Объемные доли газовой смеси равны:

$$r_{O_2} = \frac{g_i / M_i}{\sum_{i=1}^n g_i / M_i} = \frac{g_{O_2} / M_{O_2}}{\frac{g_{O_2}}{M_{O_2}} + \frac{g_{N_2}}{M_{N_2}}} = \frac{0,4}{32 \cdot \left(\frac{0,4}{32} + \frac{0,6}{28} \right)} = 0,368.$$

$$r_{N_2} = 1 - r_{O_2} = 1 - 0,368 = 0,632.$$

Средняя молярная масса газовой смеси определяется по выражению:

$$M_{см} = \sum_{i=1}^n M_i r_i = M_{O_2} r_{O_2} + M_{N_2} r_{N_2} = 32 \cdot 0,368 + 28 \cdot 0,632 = 29,47 \text{ кг/кмоль}.$$

Удельная газовая постоянная газовой смеси равна:

$$R_{см} = \frac{8314}{M_{см}} = \frac{8314}{29,47} = 282 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Для определения общего объема смеси воспользуемся уравнением Клапейрона-Менделеева:

$$p_{см} V_{см} = m_{см} R_{см} T_{см} \Rightarrow V_{см} = \frac{m_{см} R_{см} T_{см}}{p_{см}} = \frac{25 \cdot 282 \cdot (27 + 273)}{0,3 \cdot 10^6} = 7,05 \text{ м}^3.$$

Парциальные объемы равны:

$$V_{O_2} = V_{см} r_{O_2} = 7,05 \cdot 0,368 = 2,59 \text{ м}^3,$$

$$V_{N_2} = V_{см} - V_{O_2} = 7,05 - 2,59 = 4,46 \text{ м}^3.$$

Парциальные давления равны:

$$p_{O_2} = p_{см} r_{O_2} = 300 \cdot 10^3 \cdot 0,368 = 110 \text{ кПа},$$

$$p_{N_2} = p_{см} - p_{O_2} = 300 - 110 = 190 \text{ кПа}.$$

Задача 2. Влажный воздух представляет собой смесь сухого воздуха и водяного пара. Известно, что на каждый килограмм сухого воздуха во влажном воздухе d , г водяного пара. Определите массовые и объемные доли сухого воздуха и водяного пара, плотность при НФУ, среднюю газовую постоянную и молярную массу смеси, если $d = 10$ г/кг сухого воздуха.

Решение.

Масса сухого воздуха равна $m_в = 1$ кг, тогда масса водяного пара равна:

$$m_{H_2O} = d \cdot m_в = 0,01 \cdot 1 = 0,01 \text{ кг}.$$

Масса газовой смеси равна:

$$m_{см} = m_в + m_{H_2O} = 1,0 + 0,01 = 1,01 \text{ кг}.$$

Массовые доли газовой смеси равны:

$$g_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{m_{см}} = \frac{0,01}{1,01} = 0,0099; \quad g_в = 1 - g_{H_2O} = 1 - 0,0099 = 0,9901.$$

Объемные доли газовой смеси равны:

$$r_{O_2} = \frac{g_i / M_i}{\sum_{i=1}^n g_i / M_i} = \frac{g_{H_2O} / M_{H_2O}}{\frac{g_{H_2O}}{M_{H_2O}} + \frac{g_в}{M_в}} = \frac{0,0099}{18 \cdot \left(\frac{0,0099}{18} + \frac{0,9901}{28,96} \right)} = 0,0158.$$

$$r_в = 1 - r_{H_2O} = 1 - 0,0158 = 0,9842.$$

Средняя молярная масса газовой смеси определяется по выражению:

$$M_{см} = M_{H_2O} r_{H_2O} + M_в r_в = 18 \cdot 0,0158 + 28,96 \cdot 0,9842 = 28,786 \text{ кг/кмоль}.$$

Удельная газовая постоянная газовой смеси равна:

$$R_{см} = \frac{8314}{M_{см}} = \frac{8314}{28,786} = 289 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Для определения плотности смеси воспользуемся уравнением Клапейрона-Менделеева:

$$\frac{p_{см}}{\rho_{см}} = R_{см} T_{см} \Rightarrow \rho_{см} = \frac{p_{см}}{R_{см} T_{см}} = \frac{101300}{289 \cdot 273,15} = 1,283 \text{ кг/м}^3.$$

6. Домашнее задание.

1. Воздух, если считать, что он является смесью только азота и кислорода, имеет следующий объемный состав $N_2 = 79\%$, $O_2 = 21\%$. Определить массовые доли азота и кислорода в воздухе; вычислить газовую постоянную и молярную массу воздуха.

Ответ:

$$g_{N_2} = 0,767, g_{O_2} = 0,233, R_{см} = 288 \text{ Дж/(кг·К)}, M_{см} = 28,84 \text{ кг/кмоль}.$$

2. Объемный состав горючего газа $CO = 10\%$, $H_2 = 45\%$, $CH_4 = 35\%$, $C_2H_4 = 4\%$, $CO_2 = 3\%$, $N_2 = 3\%$. Определите молярную массу смеси, газовую постоянную смеси, плотность и удельный объем смеси при НФУ, и массовые доли содержания компонентов.

Ответ:

$$M_{см} = 12,58 \text{ кг/кмоль}, R_{см} = 661 \text{ Дж/(кг·К)}, \rho_{см} = 0,565 \text{ кг/м}^3, \nu_{см} = 1,77 \text{ м}^3/\text{кг}, \\ g_{CO} = 0,223, g_{H_2} = 0,072, g_{CH_4} = 0,445, g_{C_2H_4} = 0,089, g_{CO_2} = 0,105, g_{N_2} = 0,067.$$

3. Смесью газов, образовавшаяся при сжигании 1 кг мазута в топке парового котла, имеет состав, определенный парциальными объемами составляющих: $V_{CO_2} = 1,85 \text{ м}^3$; $V_{O_2} = 0,77 \text{ м}^3$; $V_{N_2} = 12,78 \text{ м}^3$. Определите массовые доли и парциальные давления составляющих, если общее давление $p = 0,1 \text{ МПа}$.

Ответ:

$$g_{CO_2} = 0,175, g_{O_2} = 0,053, g_{N_2} = 0,772, \\ p_{CO_2} = 12 \text{ кПа}, p_{O_2} = 5 \text{ кПа}, p_{N_2} = 83 \text{ кПа}.$$

3.3 Практическое занятие № 3 (2 часа).

Тема: «Теплоемкость, внутренняя энергия и энтальпия рабочего тела смеси рабочих тел»

1. Теплоемкость

1.1. Удельная теплоемкость

Теплоемкостью тела называется количество теплоты, необходимой для нагрева тела на один градус. Если система представляет собой однородное рабочее тело, то применяют понятие *удельной* теплоемкости, то есть теплоемкость, отнесенную к определенной количественной единице вещества.

В зависимости от количественной единицы вещества различают *массовую* теплоемкость c – кДж/(кг·К), *объемную* теплоемкость c' – кДж/(м³·К) и *молярную* теплоемкость c^M – кДж/(кмоль·К).

Массовой теплоемкостью называется теплоемкость, отнесенная к одному килограмму вещества: $c = C/m$.

Объемной теплоемкостью (при нормальных условиях) называется теплоемкость, отнесенная к единице объема вещества: $c' = C/V$. Так как в 1 м³ в зависимости от параметров состояния содержится различная масса газа, то объемную теплоемкость всегда относят к 1 м³ при НФУ.

Молярной теплоемкостью называется теплоемкость, отнесенная к одному молю вещества: $c^M = C/\nu$.

Массовая, объемная и молярная теплоемкости связаны между собой следующими зависимостями:

$$c = \frac{c^M}{M},$$

где M – молярная масса рабочего тела, кг/моль.

$$c' = \frac{c^M}{22,4},$$

где 22,4 – молярный объем любого идеального газа в НФУ, м³/кмоль;

$$c' = \rho c,$$

где ρ – плотность рабочего тела при НФУ, кг/м³.

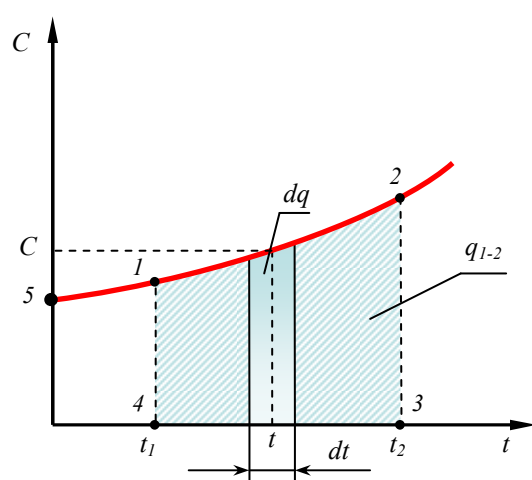


Рис. 1.1. Зависимость теплоемкости от температуры

Теплоемкость идеальных газов зависит от атомности, характера процесса, температуры. Зависимость теплоемкости от температуры обычно выражается формулой:

$$c = a + bt + et^2,$$

где t – температура рабочего тела, °С.

Графическая зависимость теплоемкости от температуры показана на рис. 1.1.

1.2. Средняя и истинная теплоемкости

Различают *среднюю* и *истинную* теплоемкости.

Средняя теплоемкость в интервале температур равна $t_1 \dots t_2$.

$$c_{t_1}^{t_2} = \frac{q_{1-2}}{t_2 - t_1},$$

где q_{1-2} – количество теплоты, подведенное в данном процессе, кДж/кг;

t_1, t_2 – температура в начале и в конце процесса, °С.

Истинная теплоемкость представляет собой отношение количества теплоты dq в бесконечно малом термодинамическом процессе к изменению температуры dt в том же процессе (см. рис. 1.1):

$$c = \frac{dq}{dT}.$$

Понятие теплоемкости в термодинамике используется для вычисления количества теплоты. Количество теплоты в элементарном процессе выражается произведением теплоемкости на изменение температуры:

$$dq = c dT,$$

а в конечном процессе – в виде интеграла:

$$q_{1-2} = \int_1^2 c dT \quad \text{или} \quad q_{1-2} = c_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1).$$

На рис. 1.1 количество теплоты q_{1-2} изображается площадью 1-2-3-4-1, которая может быть представлена как пл. 5-2-3-0-5 минус пл. 5-1-4-0-5. Каждая из указанных площадей, как количество теплоты, может быть записана через среднюю теплоемкость и интервал температуры (в начале координат $t = 0^\circ\text{C}$):

$$\text{пл. 5-2-3-0-5} = c_0^{t_2} \cdot t_2,$$

$$\text{пл. 5-1-4-0-5} = c_0^{t_1} \cdot t_1.$$

В итоге можно получить еще одну формулу для подсчета q_{1-2} :

$$q_{1-2} = c_0^{t_2} \cdot t_2 - c_0^{t_1} \cdot t_1.$$

Применение этого выражения удобно при наличии таблиц средних теплоемкостей c_0^t .

В некоторых случаях требуется, пользуясь таблицами средних теплоемкостей c_0^t , определить значение теплоемкости в интервале температур $t_1 \dots t_2$. Для этого применяется следующее выражение:

$$c_{t_1}^{t_2} = \frac{c_0^{t_2} \cdot t_2 - c_0^{t_1} \cdot t_1}{t_2 - t_1}.$$

1.3. Изобарные и изохорные теплоемкости

В теплотехнике особое значение имеют два случая нагревания (охлаждения): при постоянном давлении (изобарный процесс) и при постоянном объеме (изохорный процесс). Обоим случаям соответствуют *изобарные* и *изохорные* теплоемкости, имеющие в обозначении индексы «р», «v».

Изобарные теплоемкости: $c_p, c'_p, c_p^M, c_{p0}^t$.

Изохорные теплоемкости: $c_v, c'_v, c_v^M, c_{v0}^t$.

Для идеальных газов связь между изобарной и изохорной теплоемкостями устанавливается уравнениями Майера:

$$c_p - c_v = R \quad \text{или} \quad c_p^M - c_v^M = R_M = 8314 \text{ Дж/(кмоль} \cdot \text{K)}.$$

Отношение теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме, обозначается буквой k и называется *показателем адиабаты*:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p^M}{c_v^M}.$$

2. Основные функции состояния рабочего тела

В технической термодинамике используются три основные функции состояния: *внутренняя энергия*, *энтальпия* и *энтропия*.

Эти функции зависят только от состояния рабочего тела, их изменение в ходе термодинамического процесса не зависит от хода процесса.

Указанные функции обозначаются соответственно буквами $U, u; H, h; S, s$. Если функция относится к m кг рабочего тела, то она обозначается прописной буквой, если к 1 кг – то строчной буквой.

Энтропию рассмотрим на следующих занятиях, а сейчас рассмотрим внутреннюю энергию.

2.1. Внутренняя энергия

Внутренняя энергия – функция состояния закрытой термодинамической системы, определяемая тем, что ее приращение в любом процессе, происходящем в этой системе, равно сумме теплоты, сообщенной системе, и работы, совершенной над ней.

Если рабочее тело – идеальный газ, то внутренняя энергия зависит только от температуры. Для процесса идеального газа изменение удельной внутренней энергии Δu_{1-2} равно:

$$\Delta u_{1-2} = c_{v_{t_1}}^{t_2} (t_2 - t_1) = c_{v_0}^{t_2} t_2 - c_{v_0}^{t_1} t_1.$$

Приближенная формула ($c_v = \text{const}$):

$$\Delta u_{1-2} = c_v(t_2 - t_1).$$

2.2. Энтальпия

Энтальпия – функция состояния термодинамической системы, равная сумме внутренней энергии и произведения удельного объема на давление:

$$h = u + p v.$$

Энтальпия идеального газа зависит только от температуры. Изменение удельной энтальпии в процессе идеального газа подсчитывается по формуле:

$$\Delta h_{1-2} = c_{p_{t_1}}^{t_2} (t_2 - t_1) = c_{p_0}^{t_2} t_2 - c_{p_0}^{t_1} t_1.$$

Приближенная формула ($c_p = \text{const}$):

$$\Delta h_{1-2} = c_p(t_2 - t_1).$$

3. Работа газа

3.1. Работа изменения объема

Работа изменения объема совершается при любом изменении объема неподвижного газа. Эта работа обозначается L (Дж, кДж) и l (Дж/кг, кДж/кг). При элементарном изменении объема 1 кг газа dv соответствующая элементарная работа равна:

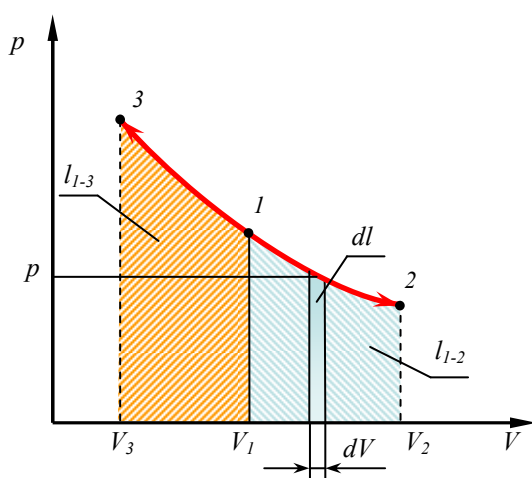
$$dl = p dv.$$

Для термодинамического процесса, в котором объем 1 кг рабочего тела изменяется от v_1 до v_2 , работа изменения объема равна

$$l_{1-2} = \int_{v_1}^{v_2} p dv.$$

Для нахождения l_{1-2} по представленному выражению надо знать функциональную связь между p и v в ходе процесса 1-2.

Для анализа работы рабочего тела удобно пользоваться диаграммой p, v (рис. 3.1).



Работа изменения объема в диаграмме p, v изображается площадью, ограниченной линией процесса, осью v и крайними ординатами. Причем знак работы зависит от знака dv . Если $dv > 0$, то есть происходит расширение рабочего тела, то $l > 0$ и наоборот. На рис. 3.1. в процессе расширения 1-2 совершается положительная работа ($l_{1-2} > 0$), а в процессе сжатия 1-3 – отрицательная ($l_{1-3} < 0$).

Рис. 3.1. Диаграмма p, v и работа изменения объема

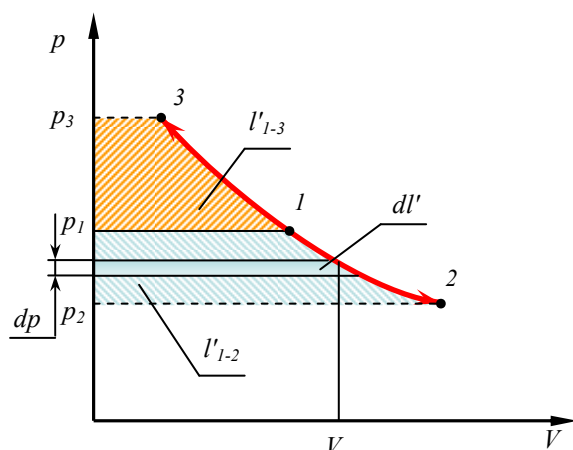
3.2. Техническая (располагаемая) работа

Техническая (располагаемая) работа совершается потоком движущегося газа (пара) за счет изменения кинетической энергии газа. Эта работа обозначается L' (Дж, кДж) и l' (Дж/кг, кДж/кг). Элементарная техническая работа равна:

$$dl' = -v dp.$$

Для термодинамического процесса техническая работа 1 кг рабочего тела равна:

$$l'_{1-2} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = \int_{p_2}^{p_1} v dp.$$



Техническая работа в диаграмме p, v изображается площадью, ограниченной линией процесса, осью ординат и крайними абсциссами (рис. 4.2). Знак технической работы зависит от знака dp . В процессе расширения (например, 1-2) $dp < 0$ и $l' > 0$, а в процессе сжатия (например, 1-3) $dp > 0$ и $l' < 0$.

Рис. 3.2. Диаграмма p, v и техническая работа

4. Первый закон термодинамики

Первый закон термодинамики представляет собой закон сохранения энергии, примененный к процессам, протекающим в термодинамических системах. Этот закон можно сформулировать так: энергия изолированной термодинамической системы остается неизменной независимо от того, какие процессы в ней протекают. Для незамкнутого термодинамического процесса 1-2, протекающего в простейшей закрытой системе, состоящей из источника теплоты, рабочего тела и объекта работы, уравнение баланса энергии имеет вид:

$$q_{1-2} = \Delta u_{1-2} + l_{1-2},$$

где q_{1-2} – количество теплоты, подводимой в процессе 1-2 к 1 кг рабочего тела;

$\Delta u_{1-2} = u_2 - u_1$ – изменение внутренней энергии 1 кг рабочего тела в процессе 1-2;

l_{1-2} – работа изменения объема 1 кг рабочего тела в процессе 1-2.

Представленное выражение называется математическим (аналитическим) уравнением первого закона термодинамики. Это уравнение можно записать и в дифференциальной форме, соответствующей элементарному участку процесса:

$$dq = du + dl = du + p dv.$$

Уравнения первого закона термодинамики для открытой системы записываются в виде:

$$q_{1-2} = \Delta h_{1-2} + l'_{1-2},$$

где $\Delta h_{1-2} = h_2 - h_1$ – изменение удельной энтальпии в процессе 1-2;

l'_{1-2} – удельная техническая работа в процессе 1-2.

$$dq = dh + dl' = du - v dp.$$

5. Примеры решения задач

Задача 1. Какое количество теплоты необходимо подвести к воздуху, заключенному в сосуде объемом 20 дм³ при $p = 1$ МПа и $t = 20$ °С, чтобы поднять его температуру до $t = 600$ °С? Задачу решить, принимая теплоемкость воздуха постоянной, а также учитывая зависимость теплоемкости от температуры.

Решение.

$$Q = mq.$$

Массу воздуха определим из уравнения Клайперона:

$$pV = m \frac{R_M}{M} T \Rightarrow m = \frac{pVM}{R_M(t_1 + 273.15)} = \frac{10^6 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 28,96}{8314 \cdot (20 + 273,15)} = 0,238 \text{ кг.}$$

Количество удельной теплоты при $c_v = \text{const}$ будет равно:

$$q = c_v(t_2 - t_1).$$

Массовая теплоемкость воздуха при постоянном объеме определяется как для двухатомного газа по Приложению 1 $c_v^M = 20,93 \text{ кДж/(кмоль·К)}$:

$$c_v = \frac{c_v^M}{M_g}.$$

$$\text{Тогда } Q = m \frac{c_v^M}{M_g} (t_2 - t_1) = 0,238 \cdot \frac{20,93}{28,96} \cdot (600 - 20) = 99,8 \text{ кДж}$$

Если учитывать зависимость теплоемкости от температуры, то количество удельной теплоты будет равно:

$$q = c_{v0}^{t_2} \cdot t_2 - c_{v0}^{t_1} \cdot t_1.$$

Нужно воспользоваться аналитической зависимостью теплоемкости воздуха (при постоянном объеме) от температуры воздуха:

$$c_{v0}^t = 0,7088 + 9,3 \cdot 10^{-5} t.$$

$$c_{v0}^{t_1} \cdot t_1 = (0,7088 + 9,3 \cdot 10^{-5} \cdot 20) \cdot 20 = 14,2 \text{ кДж/кг};$$

$$c_{v0}^{t_2} \cdot t_2 = (0,7088 + 9,3 \cdot 10^{-5} \cdot 600) \cdot 600 = 458,76 \text{ кДж/кг}.$$

$$Q = mq = 0,238 \cdot (458,76 - 14,2) = 105,8 \text{ кДж/кг}.$$

Ответ: первый вариант 99,8 кДж,

второй вариант 105,8 кДж.

Задача 2. Баллон с кислородом выносится из помещения с температурой 5 °С в машинный зал, где температура достигает 25 °С. Определите количество теплоты, полученной газом после выравнивания температуры, если начальное давление в баллоне составляло 12 МПа. Объем баллона 40 дм³. Определите также изменение энтальпии. Теплоемкость принять постоянной.

Решение.

Количество теплоты равно: $Q = mc_v(t_2 - t_1)$.

Изменение энтальпии равно: $\Delta H = mc_p(t_2 - t_1)$.

Массу воздуха определим из уравнения Клайперона:

$$pV = m \frac{R_M}{M} T \Rightarrow m = \frac{pVM}{R_M(t_1 + 273.15)} = \frac{12 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 32}{8314 \cdot (5 + 273,15)} = 6,64 \text{ кг.}$$

Массовая теплоемкость воздуха при постоянном объеме и давлении определяется как для двухатомного газа по Приложению 1:

$$c_v^M = 20,93 \text{ кДж/(кмоль·К)}; \quad c_p^M = 29,31 \text{ кДж/(кмоль·К)};$$

$$c_v = \frac{c_v^M}{M_{O_2}} = \frac{20,93}{32} = 0,654 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$c_p = \frac{c_p^M}{M_{O_2}} = \frac{29,31}{32} = 0,916 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

$$\text{Тогда } Q = 6,64 \cdot 0,654 \cdot (25 - 5) = 86,9 \text{ кДж};$$

$$\Delta H = 6,64 \cdot 0,916 \cdot (25 - 5) = 121,6 \text{ кДж.}$$

$$\text{Ответ: } Q = 86,9 \text{ кДж, } \Delta H = 121,6 \text{ кДж.}$$

Задача 3. Мощность электростанции на выходных шинах составляет 12 МВт. Какое количество топлива B , кг/ч, сжигается в топках котлов электростанции, если все потери энергии на станции составляют 70%, а теплота сгорания топлива $Q_n^p = 30 \text{ МДж/кг}$.

Решение. Количество теплоты, выделяемой в топках котла и полезно используемой для выработки электроэнергии равно:

$$Q = Q_n^p B \eta.$$

Количество энергии, вырабатываемой станцией за 1 час работы, равно количеству теплоты, выделяемой в топках котла:

$$N\tau = Q,$$

где τ - продолжительность работы станции, $\tau = 1 \text{ час} = 3600 \text{ с}$.

$$\text{Тогда } N\tau = Q_n^p B \eta \Rightarrow B = \frac{N\tau}{Q_n^p \eta} = \frac{12 \cdot 3600}{30 \cdot 0,3} = 4800 \text{ кг/ч.}$$

$$\text{Ответ: } B = 4800 \text{ кг/ч.}$$

Задача 4. Работа расширения 0,1 кмоль воздуха равно 17 кДж. Определите изменение удельной внутренней энергии системы, если в процессе расширения отводится 15 ккал теплоты.

Решение. Перед основным решением необходимо привести все единицы измерения к одной системе. Как правило, в термодинамических расчетах энергия измеряется в кДж, а 1 ккал = 4,19 кДж.

$$\text{Тогда } Q = 15 \text{ ккал} \cdot 4,19 = 62,85 \text{ кДж.}$$

В соответствии с первым законом термодинамики изменение внутренней энергии термодинамической системы равно:

$$\Delta U = Q - L,$$

$$\text{или в удельных величинах } \Delta u = \frac{\Delta U}{m} = \frac{Q - L}{m}.$$

Необходимо обратить внимание на знаки в уравнении. Так как работа совершается газом, то она будет положительной. А так как теплота отводится от системы, то она будет отрицательной.

$$\text{Тогда } \Delta u = \frac{1}{m}(-Q - L).$$

$$\text{Масса газа равна } m = \nu M_g.$$

$$\text{Итак, окончательно: } \Delta u = \frac{1}{\nu M_g}(-Q - L)$$

$$\Delta u = \frac{1}{0,1 \cdot 28,96} \cdot (-62,85 - 17) = -27,6 \text{ кДж/кг.}$$

$$\text{Ответ: внутренняя энергия уменьшается на } 27,6 \text{ кДж/кг.}$$

6. Домашнее задание.

1. В компрессоре газовой турбины сжимается воздух. Начальная температура воздуха $t_1 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, температура после сжатия $t_2 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$. Определите изменение энтальпии и внутренней энергии воздуха в процессе сжатия, используя зависимости $c_p = f(t)$ и $c_v = f(t)$.

2. В закрытом сосуде емкостью $V = 1,5 \text{ м}^3$ содержится кислород при $p_1 = 0,3 \text{ МПа}$ и $t_1 = 25^\circ\text{С}$. Определите конечную температуру после подвода к газу 1000 кДж теплоты. Теплоемкость принять постоянной.

3. Определите изменение внутренней энергии 2 кг воздуха, если температура его понижается от 150°С до 50°С . Учесть зависимость теплоемкости от температуры.

4. Определите суточный расход топлива на электростанции мощностью 100 МВт , если ее КПД $0,35$, а теплота сгорания топлива $Q_n^p = 30 \text{ МДж/кг}$. Определите также удельный расход топлива на 1 МДж выработанной энергии.

5. В котельной электростанции за 5 ч работы сожжено 70 т каменного угля с теплотой сгорания $Q_n^p = 7000 \text{ ккал/кг}$. Найти количество выработанной электроэнергии и среднюю мощность станции за указанный период работы, если КПД процесса преобразования теплоты в электрическую энергию составляет 25% .

3.4 Практическое занятие № 4 (2 часа).

Тема: «Первый закон термодинамики»

1. Изохорный процесс

Уравнение изохорного процесса: $\frac{p}{T} = \text{const}$.

Выражения для расчета:

- работы изменения объема $l_{1-2} = 0$;
- количества теплоты $q_{1-2} = c_v(T_2 - T_1)$;
- изменения внутренней энергии $\Delta u_{1-2} = q_{1-2} = c_v(T_2 - T_1)$;
- изменения энтальпии $\Delta h_{1-2} = c_p(T_2 - T_1)$;
- изменения энтропии $\Delta s_{1-2} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} = c_v \ln \frac{p_2}{p_1}$;

Теплоемкость: $c = c_v$.

Графики процесса в pV и Ts – диаграммах представлены на рис 1. Схема распределения энергии в изохорном процессе представлена на рис. 2.

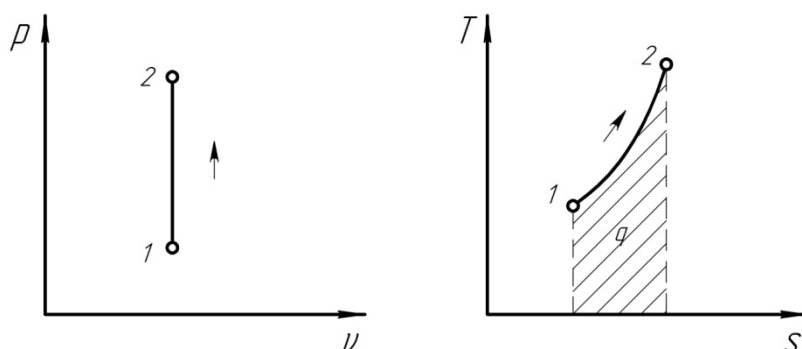


Рис. 1. Графики термодинамического процесса при $v = \text{const}$.

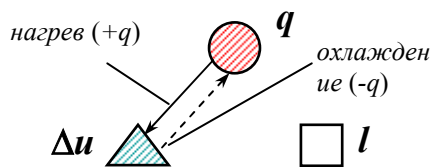


Рис. 2. Схема распределения энергии в изохорном процессе

2. Изобарный процесс

Уравнение изобарного процесса: $\frac{v}{T} = \text{const}$.

Выражения для расчета:

- работы изменения объема $l_{1-2} = p(v_2 - v_1)$;
- количества теплоты $q_{1-2} = c_p(T_2 - T_1)$;
- изменения внутренней энергии $\Delta u_{1-2} = c_v(T_2 - T_1)$;
- изменения энтальпии $\Delta h_{1-2} = c_p(T_2 - T_1)$;
- изменения энтропии $\Delta s_{1-2} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} = c_p \ln \frac{v_2}{v_1}$.

Теплоемкость: $c = c_p = c_v + R$.

Графики процесса в pV и Ts – диаграммах представлены на рис 3. Схема распределения энергии в изобарном процессе представлена на рис. 4.

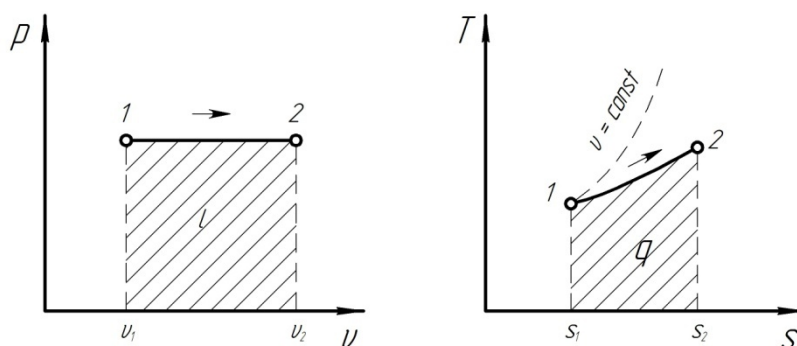


Рис. 3. Графики термодинамического процесса при $p = \text{const}$.

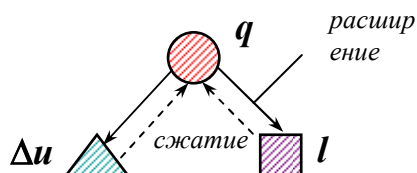


Рис. 4. Схема распределения энергии в изобарном процессе

3. Изотермический процесс

Уравнение изотермического процесса: $pV = \text{const}$.

Выражения для расчета:

- работы изменения объема $l_{1-2} = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \ln \frac{p_1}{p_2}$;
- количества теплоты $q_{1-2} = l_{1-2} = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \ln \frac{p_1}{p_2}$;
- изменения внутренней энергии $\Delta u_{1-2} = 0$;
- изменения энтальпии $\Delta h_{1-2} = 0$;
- изменения энтропии $\Delta s_{1-2} = R \ln \frac{v_2}{v_1} = R \ln \frac{p_1}{p_2}$.

Теплоемкость: $c = \infty$.

Графики процесса в pV и Ts – диаграммах представлены на рис 5. Схема распределения энергии в изотермическом процессе представлена на рис. 6.

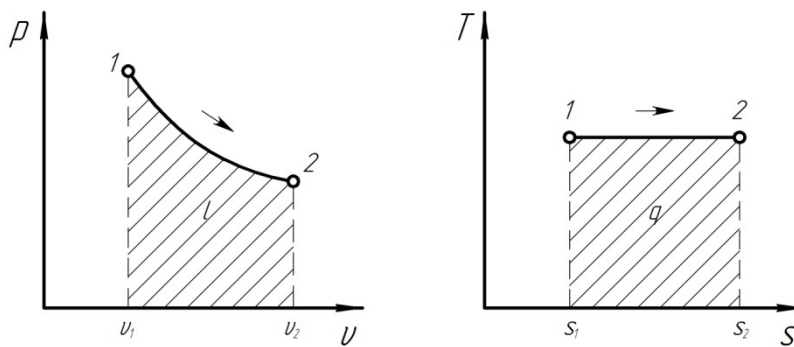


Рис. 5. Графики термодинамического процесса при $T = \text{const}$.

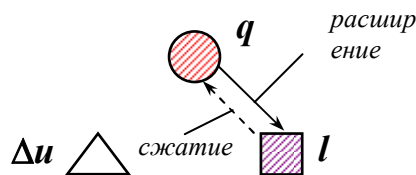


Рис. 6. Схема распределения энергии в изотермическом процессе

4. Адиабатный процесс

Уравнение адиабатного процесса: $p v^k = \text{const}$.

Соотношения между основными параметрами в адиабатном процессе:

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Выражения для расчета:

- работы изменения объема

$$\ell = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2);$$

$$\ell = \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2)$$

$$\ell = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right)$$

$$\ell = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left(1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right);$$

$$\ell = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right);$$

- количества теплоты $q_{1-2} = 0$;

- изменения внутренней энергии $\Delta u_{1-2} = -\ell_{1-2} = c_v(T_2 - T_1)$;

- изменения энтальпии $\Delta h_{1-2} = c_p(T_2 - T_1)$;

- изменения энтропии $\Delta s_{1-2} = 0$.

Теплоемкость: $c = 0$.

Графики процесса в $p v$ и $T s$ – диаграммах представлены на рис 7. Схема распределения энергии в адиабатном процессе представлена на рис. 8.

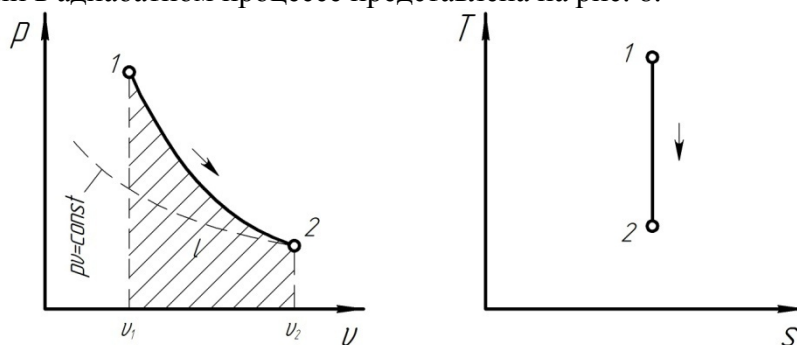


Рис. 7. Графики термодинамического процесса при $s = \text{const}$.

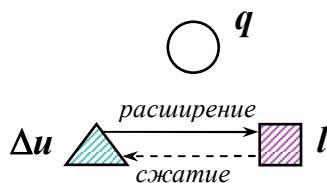


Рис. 8. Схема распределения энергии в адиабатном процессе

5. Политропный процесс

Уравнение политропного процесса: $p v^n = const$,

где $n = \frac{c_n - c_p}{c_n - c_v}$ – постоянная величина, называемая показателем политропы.

Соотношения между основными параметрами в политропном процессе:

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Выражения для расчета:

- работы изменения объема

$$\begin{aligned} \ell &= \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2); & \ell &= \frac{p_1 v_1}{n-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \\ \ell &= \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) & \ell &= \frac{p_1 v_1}{n-1} \left(1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \right); \\ & & \ell &= \frac{p_1 v_1}{n-1} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right); \end{aligned}$$

- количества теплоты $q_{1-2} = c_n (T_2 - T_1)$;

- изменения внутренней энергии $\Delta u_{1-2} = c_v (T_2 - T_1)$;

- изменения энтальпии $\Delta h_{1-2} = c_p (T_2 - T_1)$;

- изменения энтропии $\Delta s_{1-2} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$.

Теплоемкость: $c_n = c_v \frac{n-k}{n-1}$.

Политропных процессов существует бесчисленное множество, так как $-\infty < c_n < +\infty$ и $-\infty < n < +\infty$.

В таблице 1 представлены характеристики каждого процесса. При составлении этой таблицы было принято, что количество рабочего тела равно 1 кг, теплоемкость газа постоянна и четыре основных термодинамических процесса являются частными случаями политропного при соответствующих значениях n .

Таблица 1. Характеристики основных термодинамических процессов идеального газа

п.п.	№ Характеристика процесса	Наименование процесса				
		изохорный	изобарный	изотермический	адиабатный	политропный
1	Показатель политропы	∞	0	1	$k = \frac{c_p}{c_v}$	$n = \frac{c_n - c_p}{c_n - c_v}$
2	Уравнение процесса	$\frac{p}{T} = const$	$\frac{p}{T} = const$	$p\nu = const$	$p\nu^k = const$	$p\nu^n = const$
3	Теплоемкость, кДж/(кг·К)	c_v	$c_p = c_v + R$	∞	0	$c_n = c_v \frac{n - k}{n - 1}$
4	Изменение внутренней энергии $\Delta u_{1-2} = u_2 - u_1$, кДж/кг	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_v(T_2 - T_1)$	0	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_v(T_2 - T_1)$
5	Изменение энтальпии $\Delta h_{1-2} = h_2 - h_1$, кДж/кг	$c_p(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	0	$c_p(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$
6	Количество теплоты q_{1-2} , кДж/кг	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	$RT \ln \frac{\nu_2}{\nu_1} = RT \ln$	0	$c_n(T_2 - T_1)$
7	Работа изменения объема l_{1-2} , кДж/кг	0	$p(\nu_2 - \nu_1) = R(T_2 - T_1)$	$RT \ln \frac{\nu_2}{\nu_1} = RT \ln$	$\frac{1}{k-1}(p_1\nu_1 - p_2\nu_2) =$ $= \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	$\frac{1}{n-1}(p_1\nu_1 - p_2\nu_2) =$ $= \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \right]$

6. Примеры решения задач

Задача 1. В закрытом сосуде емкостью $V = 0,6 \text{ м}^3$ содержится азот при давлении $p_1 = 0,5 \text{ МПа}$ и температуре $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{С}$. В результате охлаждения сосуда азот, содержащийся в нем, теряет 105 кДж теплоты. Принимая теплоемкость азота постоянной, определить, какие давление и температура ($^\circ\text{С}$) устанавливаются в сосуде после охлаждения.

Решение.

Количество отводимой теплоты равно:

$$-Q = mc_v(t_2 - t_1).$$

Откуда следует, что температура азота после охлаждения будет равна:

$$t_2 = t_1 - \frac{Q}{mc_v}.$$

Массу азота определим из уравнения Клапейрона:

$$pV = m \frac{R_M}{M} T \Rightarrow m = \frac{pVM}{R_M(t_1 + 273,15)} = \frac{0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,6 \cdot 28}{8314 \cdot (20 + 273,15)} = 3,45 \text{ кг}.$$

Массовая теплоемкость азота при постоянном объеме определяется как для двухатомного газа. По Приложению 1 ПЗ 4 $c_v^M = 20,93 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$:

$$c_v = \frac{c_v^M}{M} = \frac{20,93}{28} = 0,748 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

$$\text{Тогда } t_2 = t_1 - \frac{Q}{mc_v} = 20 - \frac{105}{3,45 \cdot 0,748} = -20,7 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Так как азот охлаждался в емкости с постоянным объемом, то давление азота после охлаждения определим из уравнения для изохорного процесса:

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} \Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \frac{T_2}{T_1} = 0,5 \cdot \frac{-20,7 + 273}{20 + 273} = 0,43 \text{ МПа}.$$

Ответ: $t_2 = -20,7 \text{ }^\circ\text{С}$, $p_2 = 0,43 \text{ МПа}$.

Задача 2. В установке воздушного отопления внешний воздух при $t_1 = -15 \text{ }^\circ\text{С}$ нагревается в калорифере при $p = \text{const}$ до $60 \text{ }^\circ\text{С}$. Какое количество теплоты надо затратить для нагревания 1010 м^3 наружного воздуха? Давление воздуха считать равным 755 мм рт.ст.

Решение.

Количество теплоты, подводимое к воздуху, будет равно:

$$Q = mc_p(t_2 - t_1).$$

Массу воздуха определим из уравнения Клапейрона:

$$pV = m \frac{R_M}{M} T \Rightarrow m = \frac{pVM}{R_M(t_1 + 273,15)} = \frac{755 \cdot 133,3 \cdot 1010 \cdot 28,96}{8314 \cdot (-15 + 273,15)} = 1372 \text{ кг}.$$

Массовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении определяется как для двухатомного газа. По Приложению 1 ПЗ 4 $c_p^M = 29,31 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$:

$$c_p = \frac{c_p^M}{M} = \frac{29,31}{28,96} = 1,012 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

$$\text{Тогда } Q = mc_p(t_2 - t_1) = 1372 \cdot 1,012 \cdot (60 - (-15)) = 104,2 \text{ МДж}.$$

Ответ: $Q = 104,2 \text{ МДж}$.

Задача 3. 25 кг воздуха при $t = 27^\circ\text{C}$ изотермически сжимаются до тех пор, пока давление не становится равным 4,15 МПа. На сжатие затрачивается работа $L = -8,0$ МДж. Найдите начальное давление и объем, конечный объем и теплоту, отведенную от воздуха.

Решение.

Так как при изотермическом процессе $\Delta U = 0$, то $Q = L = -8,0$ МДж.

Начальное давление определим из выражения по определению количества теплоты для изотермического процесса:

$$Q = mRT \ln \frac{p_1}{p_2} \Rightarrow \ln \frac{p_1}{p_2} = \frac{Q}{mRT}.$$

Подставив в полученную формулу $R = \frac{R_M}{M}$, окончательно получим:

$$p_1 = p_2 \cdot e^{\frac{Q \cdot M}{m R_M T}} = 4,15 \cdot e^{\frac{-8 \cdot 10^6 \cdot 28,96}{25 \cdot 8314 \cdot (27 + 273)}} = 0,101 \text{ МПа}.$$

Начальный объем определим из уравнения Клапейрона:

$$p_1 V_1 = m \frac{R_M}{M} T_1 \Rightarrow m = \frac{m R_M T_1}{M p_1} = \frac{25 \cdot 8314 \cdot (27 + 273)}{28,96 \cdot 0,101 \cdot 10^6} = 21,3 \text{ м}^3.$$

Конечный объем определим из уравнения изотермического процесса:

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 \Rightarrow V_2 = V_1 \cdot \frac{p_1}{p_2} = 21,3 \cdot \frac{0,101}{4,15} = 0,518 \text{ м}^3.$$

Ответ: $p_1 = 0,101$ МПа, $V_1 = 21,3 \text{ м}^3$, $V_2 = 0,518 \text{ м}^3$, $Q = -8,0$ МДж.

Задача 4. В двигателе Дизеля топливо, впрыскиваемое в цилиндр, самовоспламеняется при соприкосновении со сжатым воздухом, имеющим температуру большую, чем температура воспламенения топлива.

Определите минимальную необходимую степень сжатия $\varepsilon = v_1/v_2$ и давление в конце сжатия p_2 , если температура воспламенения топлива равна 630°C . Перед началом сжатия воздух в цилиндре имеет параметры $p_1 = 0,097$ МПа, $t_1 = 60^\circ\text{C}$. Сжатие считать адиабатным. Задачу решить, не учитывая зависимости теплоемкости от температуры и принимая $k = 1,40$.

Решение.

Давление в конце сжатия определим из уравнения адиабатного процесса:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,097 \cdot \left(\frac{630 + 273}{60 + 273} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 3,19 \text{ МПа}.$$

Отношение v_1/v_2 , то есть степень сжатия ε определим из другого уравнения адиабатного процесса:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \Rightarrow \varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{3,19}{0,097} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 12,1.$$

Ответ: $p_2 = 3,19$ МПа, $\varepsilon = 12,1$.

Задача 5. Азот массой 1 кг в начальном состоянии имеет параметры $p_1 = 2,5$ МПа и $t_1 = 700^\circ\text{C}$. После политропного расширения (показатель политропы $n = 1,18$) его давление $p_2 =$

0,1 МПа. Определите изменение внутренней энергии Δu_{1-2} , количество теплоты q_{1-2} , сообщенное азоту в процессе 1-2, и работу расширения l_{1-2} .

Решение.

Сначала определим температуру газа в конце процесса расширения:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \Rightarrow T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 973 \cdot \left(\frac{0,1}{2,5} \right)^{\frac{1,18-1}{1,18}} = 595 \text{ К.}$$

Изменение удельной внутренней энергии при совершении политропного процесса определяется по формуле:

$$\Delta u_{1-2} = c_v(T_2 - T_1) = \frac{c_v^M}{M}(T_2 - T_1) = \frac{20,93}{28} \cdot (595 - 973) = -283 \text{ кДж/кг.}$$

Удельное количество теплоты, сообщенное азоту в процессе 1-2, при совершении политропного процесса определяется по формуле:

$$q_{1-2} = c_n(T_2 - T_1) = c_v \frac{n-k}{n-1}(T_2 - T_1),$$

$$\text{где } k = \frac{c_p^M}{c_v^M} = \frac{29,31}{20,93} = 1,4 \text{ – показатель адиабаты для двухатомных газов.}$$

$$\text{Тогда } q_{1-2} = \frac{20,93}{28} \cdot \frac{1,18-1,4}{1,18-1} \cdot (595 - 973) = 345 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная работа расширения при совершении политропного процесса определяется по формуле:

$$l_{1-2} = \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2) = \frac{8,314}{28 \cdot (1,18-1)} \cdot (973 - 595) = 624 \text{ кДж/кг.}$$

Проверку сделаем по уравнению первого закона термодинамики:

$$\Delta u_{1-2} = q_{1-2} - l_{1-2} = 345 - 624 = -279 \approx -283 \text{ кДж/кг, т.е. задача решена верно.}$$

Ответ: $\Delta u_{1-2} = -283 \text{ кДж/кг}$, $q_{1-2} = 345 \text{ кДж/кг}$, $l_{1-2} = 624 \text{ кДж/кг}$.

7. Задачи для самостоятельного решения

1. Азот в количестве 10 м^3 (приведенный к нормальным условиям) заключили в герметичный сосуд и нагрели до температуры $t_1 = 1450 \text{ }^\circ\text{C}$. Давление при этом стало равным 3,8 МПа. Затем газ охладили до температуры $t_2 = 47 \text{ }^\circ\text{C}$. Каким стало давление после охлаждения и сколько теплоты отведено?

2. В цилиндре, площадь поперечного сечения которого равна 1 дм^2 , под поршнем находится 0,5 кмоль азота при $t_1 = 63 \text{ }^\circ\text{C}$. Поршень находится под постоянной внешней нагрузкой $F = 2 \text{ кН}$. Газу извне сообщается теплота $Q = 6300 \text{ кДж}$, вследствие чего она расширяется, отодвигая поршень.

Определите параметры p , v , t в конце процесса, изменение внутренней энергии, изменение энтальпии и работу расширения, совершенную газом.

3. Азот с приведенным к нормальным условиям объемом $V_n = 3,5 \text{ м}^3$ находится в первоначальном состоянии при $p_1 = 0,11 \text{ МПа}$ и $t_1 = 25^\circ\text{C}$. Его подвергают изотермическому сжатию до давления $p_2 = 2,4 \text{ МПа}$.

Найдите удельные объемы в начальном и конечном состояниях, работу, затраченную на сжатие, и теплоту, отведенную от газа.

4. Азот из баллона емкостью $0,05 \text{ м}^3$ выпускается в атмосферу настолько быстро, что теплообмен между ней и азотом в баллоне не успевает совершиться. До выпуска давление в баллоне было $p_1 = 1,2 \text{ МПа}$ и температура $t_1 = 27^\circ\text{С}$. После закрытия вентиля температура в баллоне стала $t_2 = 0^\circ\text{С}$. Какова масса выпущенного азота и каким стало давление в баллоне после выпуска?

5. Поршневой компрессор (в условиях, приведенных к нормальным условиям) производительностью $V_{\text{н}} = 2100 \text{ м}^3/\text{ч}$ засасывает воздух, параметры которого $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ $t_1 = 25^\circ\text{С}$, и сжимает его до $p_2 = 0,9 \text{ МПа}$. Процесс сжатия политропный, с показателем политропы $n = 1,2$.

Определите, какое количество воды в час нужно пропустить через охлаждающую рубашку цилиндра, если вода нагревается на $\Delta t = 15^\circ\text{С}$.

3.5 Практическое занятие №5 (2 часа).

Тема: «Второй закон термодинамики»

1. Основные понятия

Водяной пар широко применяется на тепловых и атомных электростанциях в качестве рабочего тела для паротурбинных установок. Кроме того, вода и водяной пар являются самыми распространенными теплоносителями в теплообменных аппаратах, в системах теплоснабжения и отопления.

Водяной пар для промышленных целей получают в паровых котлах (парогенераторах) различного типа, общим для которых является то, что процесс получения пара является *изобарным*. Температура кипения воды и образующегося из него пара является при этом *постоянной*, она зависит только от давления парогенератора и называется *температурой насыщения* T_s .

Насыщенным называется пар, находящийся в термическом и динамическом равновесии с жидкостью, из которой он образуется. Насыщенный пар, в котором отсутствуют взвешенные частицы жидкой фазы, называется *сухим насыщенным паром*. Двухфазная смесь, представляющая собой пар со взвешенными в нем капельками жидкости, называется *влажным насыщенным паром*. Массовая доля сухого насыщенного пара во влажном называется *степенью сухости* и обозначается буквой x :

$$x = \frac{m_c}{m_{\text{вл}}}.$$

Для кипящей жидкости $x = 0$, а для сухого насыщенного пара $x = 1$, а для влажного насыщенного пара $0 < x < 1$.

Перегретым называется пар, температура которого превышает температуру насыщения пара того же давления.

Теплотой парообразования r называется количество теплоты, необходимое для превращения 1 кг кипящей жидкости при постоянном давлении (следовательно, и при постоянной температуре) в сухой насыщенный пар.

2. Термодинамические параметры водяного пара

Уравнение состояния для реальных газов, в том числе и для водяного пара, является сложным и, вследствие этого, неудобным для практических расчетов. Поэтому для расчетов широкое применение нашли таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара, при составлении которых наряду с уравнением состояния и аналитическими выражениями для энтропии и энтальпии использовались также и экспериментальные данные.

Существует три вида таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара. В таблицах *первого* вида (табл. 1) приводятся термодинамические параметры воды и водяного

пара в состоянии насыщения как функции *температуры* (по температурам), в таблицах *второго* вида (табл. 2) те же самые параметры даются как функции *давления* (по давлениям).

Таблица 1. Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по температурам)

t_s , °C	T_s , К	p , Па	ν , м³/кг	ν' , м³/кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/(кг·К)	s'' , кДж/(кг·К)	$s''-s'$, кДж/(кг·К)
0,0 1	273 ,16	611,2	0,00 1	206, 175	0,00 0614	250 1,0	250 1,0	0,0000	9,1562	9,1562
50	323 ,15	1,233 $5 \cdot 10^4$	0,00 10121	12,0 48	209, 26	259 1,8	238 2,5	0,7035	8,0771	7,3736
100	373 ,15	1,013 $25 \cdot 10^5$	0,00 10437	1,67 38	419, 06	267 6,3	225 7,2	1,3069	7,3564	6,0495
200	473 ,15	1,555 $1 \cdot 10^6$	0,00 11565	0,12 714	852, 4	279 1,4	193 9,0	2,3307	6,4289	4,0982
374 ,12	647 ,27	2,211 $5 \cdot 10^7$	0,00 3147	0,00 3147	209 5,2	209 5,2	0	4,4237	4,4237	0

Таблица 2. Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по давлениям)

p , Па	t_s , °C	ν , м³/кг	ν' , м³/кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/(кг·К)	s'' , кДж/(кг·К)	$s''-s'$, кДж/(кг·К)
$1,00 \cdot 10^3$	6,982	0,001 0001	129,2 08	29,33	2513, 8	2484, 5	0,1060	8,9756	8,8696
$1,00 \cdot 10^4$	45,83	0,001 0102	14,67 6	191,8 4	2584, 4	2392, 6	0,6493	8,1505	7,5012
$1,00 \cdot 10^5$	99,63	0,001 0434	1,694 6	417,5 1	2675, 7	2258, 2	1,3027	7,3608	6,0581
$1,00 \cdot 10^6$	179,8 8	0,001 1274	0,194 30	762,6	2777, 0	2014, 4	2,1382	6,5847	4,4465
$2,21 \cdot 10^7$	374,0 6	0,002 864	0,003 541	2147, 6	2159, 9	12,3	4,5048	4,5048	0,1585

Использование таблиц первого и второго вида определяется в зависимости от того что задано: температура или давление насыщенного пара.

В таблицах *третьего* вида (табл. 3) приводятся термодинамические параметры (ν , h , s) воды и *перегретого пара* в зависимости от давления и температуры. Кроме того, для удобства в верхней части таблиц перегретого пара даются некоторые сведения из таблиц насыщенного пара.

Параметры *насыщенной жидкости* ($x = 0$) отмечаются *одним штрихом*, Параметры *сухого насыщенного пара* ($x = 1$) отмечаются *двумя штрихами*.

Для определения свойств каждой из фаз в состоянии насыщения надо знать только один параметр – давление или температуру, так как при этих условиях параметры однозначно связаны между собой. В этих же таблицах приводится удельная теплота парообразования r .

Для расчета параметров *влажного пара* необходимо знать дополнительно степень сухости пара x .

Энтальпия h , энтропия s и удельный объем ν влажного пара определяются по формулам:

$$\begin{aligned} h &= h'' \cdot x + h' \cdot (1 - x) = h' + r \cdot x, \\ s &= s'' \cdot x + s' \cdot (1 - x) = s' + r \cdot x / T_s, \\ \nu &= \nu'' \cdot x + \nu' \cdot (1 - x). \end{aligned}$$

Степень сухости пара определяется по одной из следующих формул:

$$x = \frac{h - h'}{h'' - h'}, \quad x = \frac{s - s'}{s'' - s'}, \quad x = \frac{\nu - \nu'}{\nu'' - \nu'}.$$

Для определения свойств *ненасыщенной жидкости и перегретого пара* (однофазное состояние) нужно знать два параметра (обычно давление и температуру). В ячейке таблицы, соответствующей данному состоянию, помещены удельные значения объема ν , энтальпии h и энтропии s .

На **h - s диаграмме** (рис. 1) обычно изображаются:

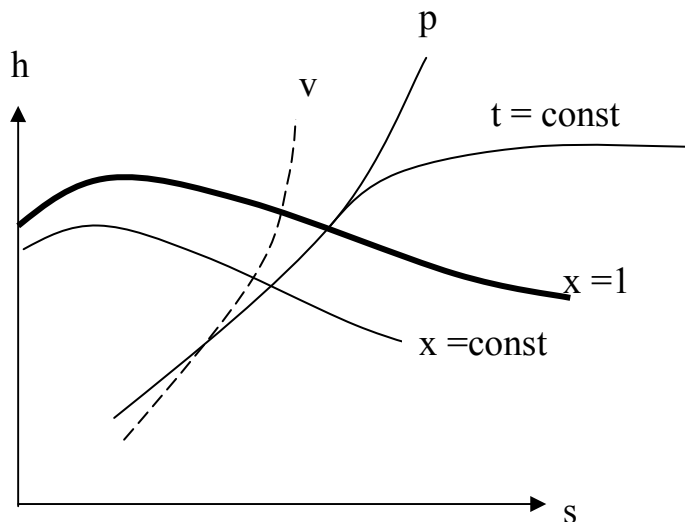


Рис. 1. h - s диаграмма

линии изобар ($p = \text{const}$);

линии изотерм ($t = \text{const}$); в области влажного пара изотермы не представлены, так как они совпадают с изобарами;

изохоры ($\nu = \text{const}$) – пунктирной линией или линией другого цвета;

линии постоянной степени сухости влажного пара ($x = \text{const}$) - в области влажного насыщенного пара.

Удельную энтальпию, кДж/кг допустимо рассчитывать так

$$h_B = c_B t_B,$$

где c_B – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); t_B – температура воды,

°С.

Изменение удельной внутренней энергии в любом процессе определяют по выражению:

$$u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - (p_2 \nu_2 - p_1 \nu_1).$$

Процессы подогрева (охлаждения) воды, парообразования (конденсации) и перегрева пара являются изобарными. Расчет количеств теплоты производят с использованием разности энтальпий в процессе:

$$Q = m(h_2 - h_1).$$

3. Примеры решения задач

Задача 1. Определить температуру насыщения, энтальпию и энтропию влажного водяного пара при давлении 2,0 бара и степени сухости 0,9 (рис. 2).

Решение: по h - s диаграмме:

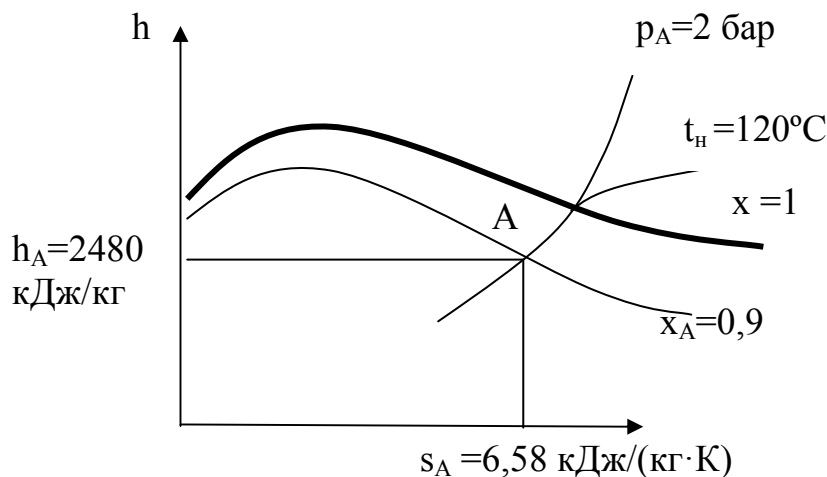


Рис. 2.

Решение по таблице: из таблицы водяного пара находим параметры кипящей воды «'» и сухого насыщенного пара «''» при $2,0 \cdot 10^5$ Па:

p	t_n	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''
а	°C	м ³ /кг	м ³ /кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	кДж/(кг·К)
$2,0 \cdot 10^5$	120,23	0,0010608	0,8859	504,7	2706,9	2202,2	1,5301	7,1286

По этим данным определяются энтальпия пара h и энтропия s :

$$h = h' + r \cdot x = 504,7 + 2202,2 \cdot 0,9 = 2486,68 \text{ кДж/кг.}$$

$$s = s' + \frac{r \cdot x}{T_s} = 1,5301 + \frac{2202,2 \cdot 0,9}{120,23 + 273} = 6,57 \text{ кДж/(кг·К).}$$

Температура насыщения: $t_s = 120,23$ °C.

Задача 2. Паровой котел имеет паропроизводительность 72 т/ч при давлении пара 4 МПа и его температуре 440 °C. Теплота сгорания топлива составляет 12600 кДж/кг.

Температура питательной воды, поступающей непосредственно в котел, равна 145 °С. Определить КПД котла, если расход топлива равен 4,9 кг/с.

Решение. Находим по таблице перегретого пара энтальпию перегретого пара $h_{\text{п}} = 3307,7$ кДж/кг.

Энтальпия поступающей (питательной) воды по выражению:

$$h_B = c_B t_B = 4,2 \cdot 145 = 609 \text{ кДж/кг.}$$

Количество теплоты, расходуемой в течение одного часа на получение пара, определяется по формуле:

$$Q_P = m(h_2 - h_1) = 72000 \cdot (3307,7 - 609) = 1,94 \cdot 10^8 \text{ кДж.}$$

Количество теплоты, полученной за один час при сгорании топлива, определим по уравнению:

$$Q_T = Q_{\text{н}} m_T = 12600 \cdot 4,9 \cdot 3600 = 2,22 \cdot 10^8 \text{ кДж.}$$

КПД котла:

$$\eta_{\kappa} = \frac{Q_P}{Q_T} = \frac{1,94 \cdot 10^8}{2,22 \cdot 10^8} = 0,87.$$

3.6 Практическое занятие № 6 (2 часа).

Тема: «Дифференциальные уравнения термодинамики. Фазовые переходы.»

1. Сопло Лавалья

Для того чтобы получить сверхзвуковые скорости газового потока канал должен быть комбинированным: первая часть – суживающаяся, в которой осуществляется разгон газового потока до скорости звука, вторая часть – расширяющаяся, в которой газовый поток будет двигаться со сверхзвуковыми скоростями. Такой комбинированный канал в литературе называют соплом Лавалья, в честь шведского инженера К.Г.Лавалья.

Рассмотрим процесс истечения газа из комбинированного сопла Лавалья, схема которого представлена на рис. 1. Из рисунка видно, что сопло Лавалья можно условно разделить на две части – суживающуюся A и расширяющуюся B .

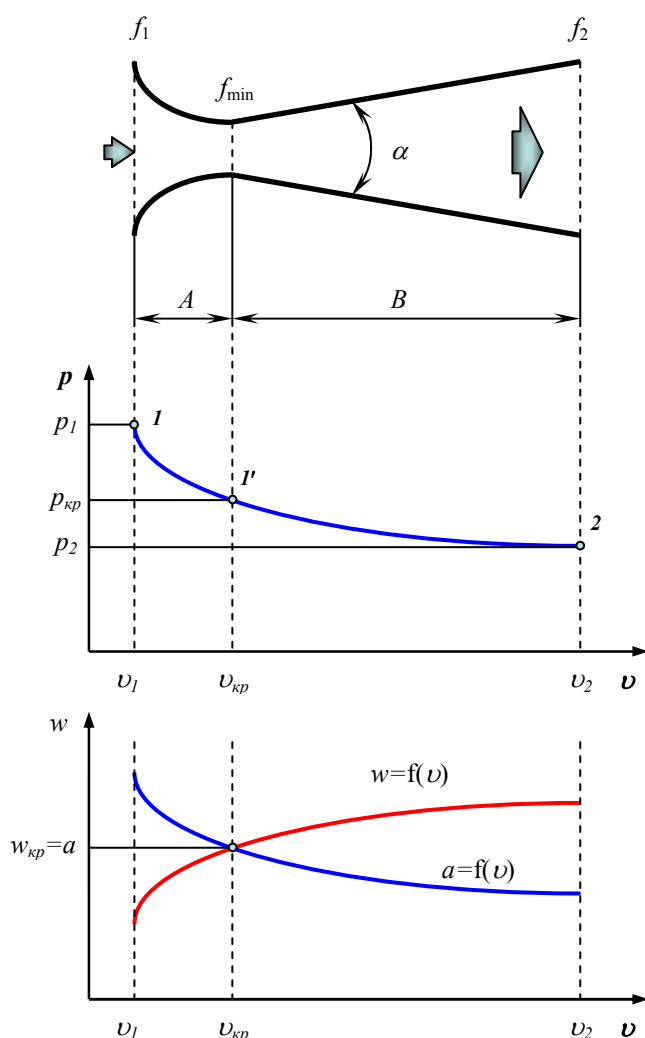


Рис. 1. Изменение параметров газового потока в сопле Лавали

Рассмотрим сначала процесс истечения из суживающейся части сопла A . Пусть вначале давление на входе в сопло p_1 равно давлению окружающей среды, т.е. $p_1 = p_2 = p_{ср}$. Поскольку в этом случае $\beta = 1$, то скорость газа в сопле будет равна нулю ($w_2 = 0$), т.е. газ в канале не будет двигаться. Массовый расход газа через сопло также равен нулю ($m = 0$).

Будем постепенно увеличивать давление p_1 . Величина перепада давления β в суживающейся части сопла будет уменьшаться, поэтому скорость истечения газа w_2 и его массовый расход m будут увеличиваться. При достижении $\beta = \beta_{кр}$ (за счет увеличения p_1) в суживающейся части сопла A в сечении f_{\min} установится критическое давление $p_2 = p_{кр}$ и критическая скорость истечения, равная местной скорости звука ($w_2 = w_{кр} = a$).

Если дальше увеличивать давление p_1 на входе в суживающуюся часть сопла, то скорость газа w_2 в сечении f_{\min} не изменится, поскольку в этом случае β будет всегда оставаться равным $\beta_{кр}$. При этом следует заметить, что рост p_1 после достижения некоторого критического значения приводит к росту давления $p_2 = p_1 \beta_{кр}$ в минимальном сечении f_{\min} суживающейся части A сопла. Причем p_2 может значительно отличаться от давления окружающей среды $p_{ср}$. В этом случае поток будет оставаться *недорасширенным* ($p_2 = p_{кр} > p_{ср}$). При этом располагаемая работа газового потока достигнет определенного значения (площадь $I - I' - p_{кр} - p_1$ на рис. 1).

Итак, как видно на рис. 1, в суживающейся части сопла A давление газа понижается от p_1 (вход) до $p_{кр}$ (точка I' ; выход из узкой части сопла). Применяв дополнительную расширяющуюся часть сопла B , критическое давление $p_{кр}$, устанавливающееся в самой узкой части сопла можно понизить до $p_2 = p_{ср}$ (точка 2). При этом скорость w_2 на выходе из

расширяющейся части сопла B будет больше, чем в самом узком сечении сопла f_{\min} , т.е. $w_2 > a$. Массовый расход газа m остается прежним – как в минимальном сечении сопла (следует из условия неразрывности потока). Располагаемая работа потока l_0 увеличится, поскольку уменьшится давление p_2 на выходе из сопла (располагаемая работа l_0 станет численно равной площади $1-2-p_2-p_1$).

Так как скорость газового потока в комбинированном сопле значительно больше, чем в суживающемся сопле, то кинетическая энергия потока также значительно увеличивается по квадратичному закону:

$$E_k = \frac{mw_2^2}{2}.$$

Чем больше кинетическая энергия потока, направляемого на лопатки турбины, тем большую техническую работу он может совершить.

2. Методика расчета комбинированного сопла

При расчете истечения газа из сопла необходимо определить размеры комбинированного сопла при заданных параметрах истечения и расхода газа и заданном коэффициенте скорости.

Исходные данные для расчета:

- газ (показатель адиабаты, теплоемкость);
- p_1 – давление на входе в сопло, МПа;
- p_{cp} – давление среды истечения, кПа;
- t_1 – температура газа перед соплом, °С;
- m – массовый расход газа через сопло, кг/с;
- φ – коэффициент скорости в сопле.

Расчет комбинированного сопла произвести по следующей методике.

1. Определяется критический перепад давлений и давление в минимальном сечении сопла:

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad p_{кр} = p_1 \beta_{кр}, \text{ кПа.}$$

2. Определяется отношение давлений в среде истечения и перед соплом:

$$\beta = \frac{p_{cp}}{p_1}.$$

При $\beta > \beta_{кр}$ режим истечения дозвуковой, при $\beta = \beta_{кр}$ скорость истечения равна местной скорости звука. В обоих случаях сопло должно быть суживающимся. При $\beta < \beta_{кр}$ режим истечения сверхзвуковой, сопло должно быть комбинированным.

3. Определяется скорость истечения газа на выходе из сопла:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \text{ м/с.}$$

4. Определяется действительная скорость истечения газа в выходном сечении сопла:

$$w_2^{\partial} = \varphi w_2, \text{ м/с.}$$

5. Определяется скорость истечения газа в минимальном сечении сопла:

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left(1 - \beta_{кр}^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \text{ м/с.}$$

6. Определяется действительная скорость истечения газа в минимальном сечении сопла:

$$w_{кр}^{\partial} = \varphi w_{кр}, \text{ м/с.}$$

7. Определяется удельный объем газа на входе в сопло:

$$\nu_1 = \frac{R_M T_1}{M_\varepsilon p_1}, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

8. Определяется удельный объем газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$\nu_{кр} = \nu_1 \left(\frac{1}{\beta_{кр}} \right)^{\frac{1}{k}}, \quad \nu_2 = \nu_1 \left(\frac{p_1}{p_{ср}} \right)^{\frac{1}{k}}, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

9. Определяется теоретическая температура газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$T_{кр} = \frac{p_{кр} \nu_{кр} M_\varepsilon}{R_M}, \quad T_2 = \frac{p_{ср} \nu_2 M_\varepsilon}{R_M}, \text{ К}.$$

10. Определяется потеря кинетической энергии струи газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$\Delta h_{кр} = (1 - \varphi^2) \frac{w_{кр}^2}{2} \cdot 10^{-3}, \quad \Delta h_2 = (1 - \varphi^2) \frac{w_2^2}{2} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

11. Определяется средняя изобарная теплоемкость газа в интервалах температур $(t_1 \dots t_{кр})$ и $(t_1 \dots t_2)$:

$$c_{p_{кр}} = \frac{c_{p0} \cdot t_1 - c_{p0}^{t_{кр}} \cdot t_{кр}}{t_1 - t_{кр}}, \quad c_{p2} = \frac{c_{p0} \cdot t_1 - c_{p0}^{t_2} \cdot t_2}{t_1 - t_2}, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

12. Определяется действительная температура газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$T_{кр}^\partial = T_{кр} + \frac{\Delta h_{кр}}{c_{p_{кр}}}, \quad T_2^\partial = T_2 + \frac{\Delta h_2}{c_{p2}}, \text{ К}.$$

13. Определяется действительный удельный объем газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$\nu_{кр}^\partial = \frac{R_M T_{кр}^\partial}{M_\varepsilon p_{кр}}, \quad \nu_2^\partial = \frac{R_M T_2^\partial}{M_\varepsilon p_{ср}}, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

14. Определяется площадь минимального и выходного сечений сопла:

$$f_{min} = \frac{m \nu_{кр}^\partial}{w_{кр}^\partial}, \quad f_2 = \frac{m \nu_2^\partial}{w_2^\partial}, \text{ м}^2.$$

15. Определяется диаметр минимального и выходного сечений сопла:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 f_{min}}{\pi}}, \quad d_2 = \sqrt{\frac{4 f_2}{\pi}}, \text{ м}.$$

16. Определяется длина расширяющейся части комбинированного сопла:

$$l = \frac{d_2 - d_{min}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \text{ м}$$

где $\alpha = 10 \dots 12^\circ$ – угол раскрытия сопла.

3. Пример расчета комбинированного сопла

Исходные данные для расчета:

- газ – диоксид углерода CO_2 ;
- давление на входе в сопло $p_1 = 1$ МПа;
- давление среды истечения $p_{cp} = 100$ кПа;
- температура газа перед соплом $t_1 = 80$ °С;
- массовый расход газа через сопло $m = 0,5$ кг/с;
- коэффициент скорости в сопле $\varphi = 0,97$.

1. Определяем критический перепад давлений и давление в минимальном сечении сопла:

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{2}{1,29+1} \right)^{\frac{1,29}{1,29-1}} = 0,548,$$

$$p_{кр} = p_1 \beta_{кр} = 10^3 \cdot 0,548 = 548 \text{ кПа.}$$

2. Определяем отношение давлений в среде истечения и перед соплом:

$$\beta = \frac{p_{cp}}{p_1} = \frac{100}{1000} = 0,1 < 0,548.$$

Так как $\beta < \beta_{кр}$, то режим истечения сверхзвуковой и сопло должно быть комбинированным.

3. Определяем скорость истечения газа на выходе из сопла:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,29}{1,29-1} \cdot \frac{8314}{44} \cdot 353 \cdot \left(1 - 0,1^{\frac{1,29-1}{1,29}} \right)} = 490 \text{ м/с.}$$

4. Определяем действительную скорость истечения газа в выходном сечении сопла:

$$w_2^0 = \varphi w_2 = 0,97 \cdot 490 = 475 \text{ м/с.}$$

5. Определяем скорость истечения газа в минимальном сечении сопла:

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left(1 - \beta_{кр}^{\frac{k-1}{k}} \right)} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,29}{1,29-1} \cdot \frac{8314}{44} \cdot 353 \cdot \left(1 - 0,548^{\frac{1,29-1}{1,29}} \right)} = 274 \text{ м/с.}$$

6. Определяем действительную скорость истечения газа в минимальном сечении сопла:

$$w_{кр}^0 = \varphi w_{кр} = 0,97 \cdot 274 = 266 \text{ м/с.}$$

7. Определяем удельный объем газа на входе в сопло:

$$\nu_1 = \frac{R_M T_1}{M_\varepsilon p_1} = \frac{8314 \cdot 353}{44 \cdot 10^6} = 0,0667 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

8. Определяем удельный объем газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$\nu_{кр} = \nu_1 \left(\frac{1}{\beta_{кр}} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,0667 \cdot \left(\frac{1}{0,548} \right)^{\frac{1}{1,29}} = 0,106 \text{ м}^3/\text{кг,}$$

$$\nu_2 = \nu_1 \left(\frac{p_1}{p_{cp}} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,0667 \cdot \left(\frac{1000}{100} \right)^{\frac{1}{1,29}} = 0,397 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

9. Определяем теоретическую температуру газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$T_{кр} = \frac{p_{кр} \nu_{кр} M_z}{R_M} = \frac{548 \cdot 10^3 \cdot 0,106 \cdot 44}{8314} = 307 \text{ К},$$

$$T_2 = \frac{p_{ср} \nu_2 M_z}{R_M} = \frac{10^5 \cdot 0,397 \cdot 44}{8314} = 210 \text{ К}.$$

10. Определяем потерю кинетической энергии струи газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$\Delta h_{кр} = (1 - \varphi^2) \frac{w_{кр}^2}{2} \cdot 10^{-3} = (1 - 0,97^2) \cdot \frac{274^2}{2} \cdot 10^{-3} = 2,22 \text{ кДж/(кг·К)},$$

$$\Delta h_2 = (1 - \varphi^2) \frac{w_2^2}{2} \cdot 10^{-3} = (1 - 0,97^2) \cdot \frac{490^2}{2} \cdot 10^{-3} = 7,095 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

11. Определяем среднюю изобарную теплоемкость газа в интервалах температур $(t_1 \dots t_{кр})$ и $(t_1 \dots t_2)$:

$$c_{p_{кр}} = \frac{(0,8725 + 2,406 \cdot 10^{-4} \cdot 80) \cdot 80 - (0,8725 + 2,406 \cdot 10^{-4} \cdot 34) \cdot 34}{80 - 34} = 0,90 \text{ кДж/(кг·К)},$$

$$c_{p_2} = \frac{(0,8725 + 2,406 \cdot 10^{-4} \cdot 80) \cdot 80 - (0,8725 + 2,406 \cdot 10^{-4} \cdot (-63)) \cdot (-63)}{80 + 63} = 0,877 \text{ кДж/(кг·К)}$$

12. Определяем действительную температуру газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$T_{кр}^\partial = T_{кр} + \frac{\Delta h_{кр}}{c_{p_{кр}}} = 307 + \frac{2,22}{0,9} = 309,5 \text{ К},$$

$$T_2^\partial = T_2 + \frac{\Delta h_2}{c_{p_2}} = 210 + \frac{7,095}{0,877} = 218 \text{ К}.$$

13. Определяем действительный удельный объем газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$\nu_{кр}^\partial = \frac{R_M T_{кр}^\partial}{M_z p_{кр}} = \frac{8314 \cdot 309,5}{44 \cdot 548 \cdot 10^3} = 0,107 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$\nu_2^\partial = \frac{R_M T_2^\partial}{M_z p_{ср}} = \frac{8314 \cdot 218}{44 \cdot 10^5} = 0,412 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

14. Определяем площадь минимального и выходного сечений сопла:

$$f_{min} = \frac{m \nu_{кр}^\partial}{w_{кр}^\partial} = \frac{0,5 \cdot 0,107}{266} = 0,000201 \text{ м}^2,$$

$$f_2 = \frac{m \nu_2^\partial}{w_2^\partial} = \frac{0,5 \cdot 0,412}{475} = 0,0004337 \text{ м}^2.$$

15. Определяем диаметр минимального и выходного сечений сопла:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 f_{min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000201}{\pi}} = 0,016 \text{ м},$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 f_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0004337}{\pi}} = 0,023 \text{ м}.$$

16. Определяем длину расширяющейся части комбинированного сопла:

$$l = \frac{d_2 - d_{min}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,023 - 0,016}{2 \operatorname{tg} \frac{10}{2}} = 0,04 \text{ м.}$$

где $\alpha = 10 \dots 12^\circ$ – угол раскрытия сопла.

3.7 Практическое занятие № 7 (2 часа).

Тема: «Термодинамические процессы в рабочих телах. Расчет термодинамических процессов реальных газов с помощью диаграмм.»

1. Методика расчета термодинамического цикла ДВС

Задание. Рассчитать идеальный цикл поршневого двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты. Рабочее тело – воздух.

Исходные данные:

1. Начальное давление p_1 , МПа.
2. Начальная температура T_1 , К.
3. Степень сжатия ε .
4. Степень повышения давления λ .
5. Степень предварительного расширения ρ .
1. Значения параметров и функций состояния воздуха (p, v, T, u, h, s) для характерных точек цикла.
2. Для каждого из процессов изменение внутренней энергии Δu , энтальпии Δh , энтропии Δs , теплоту процесса q и работу процесса l .
3. Суммарные количества теплоты подведенной q_1 и отведенной q_2 , работу цикла l_u , термический КПД цикла η_t .
4. Построить цикл в координатах $p-v$ и
 1. Исходные данные дополняются справочными данными.
 1. Начальное давление $p_1 = 0,100$ МПа.
 2. Начальная температура $T_1 = 293$ К.
 3. Степень сжатия $\varepsilon = 12$.
 4. Степень повышения давления $\lambda = 1,5$.
 5. Степень предварительного расширения $\rho = 1,6$.
 1. Значения параметров и функций состояния воздуха (p, v, T, u, h, s) для характерных точек цикла.
 2. Для каждого из процессов изменение внутренней энергии Δu , энтальпии Δh , энтропии Δs , теплоту процесса q и работу процесса l .
 3. Суммарные количества теплоты подведенной q_1 и отведенной q_2 , работу цикла l_u , термический КПД цикла η_t .
 4. Построить цикл в координатах $p-v$ и $T-s$, нанеся основные точки цикла и координаты промежуточных точек, составляющих его процессов.
 1. Начальное давление $p_1 = 0,100$ МПа.
 2. Начальная температура $T_1 = 293$ К.
 3. Степень сжатия $\varepsilon = 12,5 + 0,5n$.
 4. Степень повышения давления $\lambda = 1,9 + 0,1n$.
 5. Степень предварительного расширения $\rho = 1,3 + 0,1n$.

3.8 Практическое занятие № 8 (2 часа).

Тема: «Влажный воздух»

1. Общие положения

Водяной пар используют в качестве рабочего тела в современных паросиловых установках.

Основным циклом паросиловых установок является цикл Ренкина, характеризующийся полной конденсацией отработавшего водяного пара (рисунок 8.1).

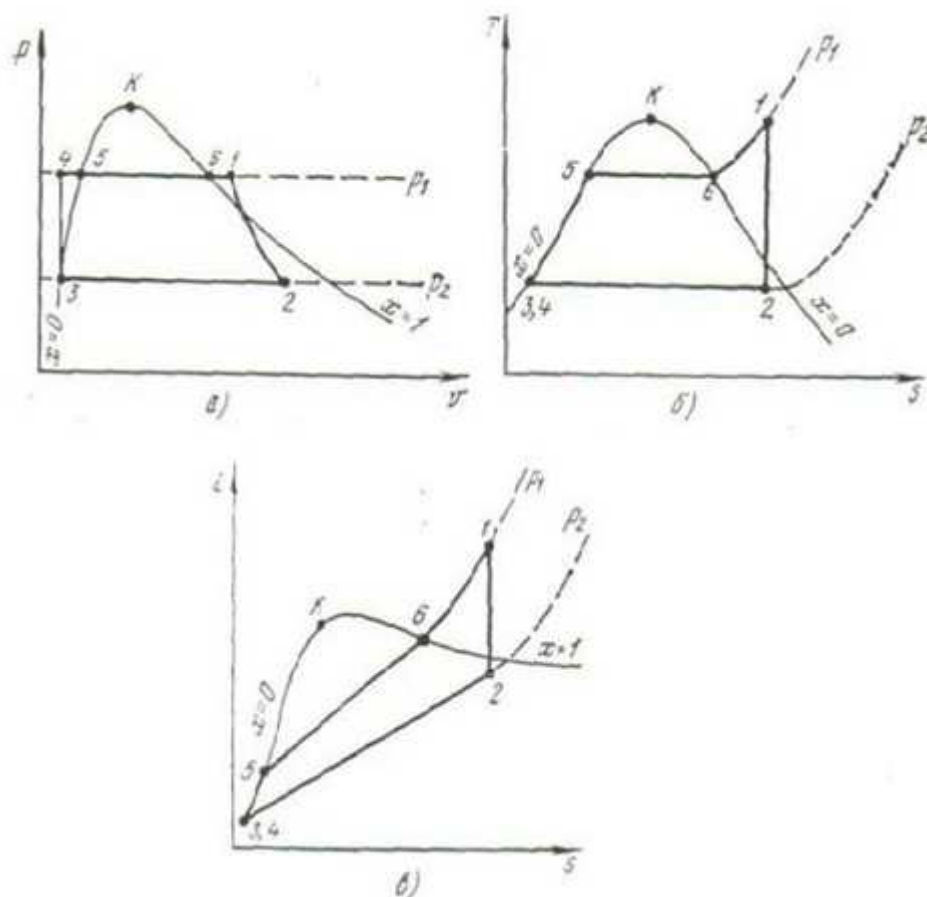


Рис. 8.1 Цикл Ренкина:

А – диаграмма $p-v$; б – диаграмма $T-s$; в – диаграмма $h-s$

Цикл Ренкина состоит из следующих процессов:

- 1-2 - адиабатное расширение перегретого пара в паровой турбине
- 2-3 - полная конденсация пара в конденсаторе;
- 3-4 - повышение давления воды в насосе;
- 4-5 - подогрев воды в котле до температуры насыщения;
- 5-6 - парообразование в котле;
- 6-1 - перегрев пара в пароперегревателе котла.

Параметры цикла:

- удельная работа цикла

$$l_u = h_1 - h_2;$$

- подведенная удельная теплота

$$q_1 = h_1 - h_3;$$

-отведенная удельная теплота

$$q_2 = h_2 - h_3;$$

-термический КПД

$$\eta = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'},$$

где $h_2' = h_3$ - удельная энтальпия воды при температуре насыщения при давлении p_2 ;

-удельный расход пара, кг/кВтч,

$$d = \frac{3600}{h_1 - h_2}.$$

При расчете цикла Ренкина обычно не учитывают работу на привод насоса.

С целью повышения степени сухости отработавшего в турбине пара применяют промежуточный (повторный) перегрев пара после частичной его отработки в паровой турбине.

В таком случае удельная работа цикла суммируется из работ пара в первой и второй частях турбины как сумма разностей энтальпий при расширении пара в первой и второй частях турбины. Количество подведенной теплоты находят как сумму количества теплоты, подведенной в котле и первом пароперегревателе, и количества теплоты, подведенной к пару во втором пароперегревателе.

Термический КПД находят согласно уравнению

$$\eta_T = \frac{l}{q_1},$$

где l – удельная работа цикла, q_1 – удельная теплота, подведенная в цикле к рабочему телу.

$$\text{При этом } l = q_1 - |q_2|,$$

где q_2 – удельная теплота, отведенная в цикле от рабочего тела.

2. Примеры решения задач

Задача 1. Определить термический КПД цикла Ренкина и удельный расход пара в паросиловой установке при начальных параметрах пара (перед паровой турбиной): $p_1 = 5$ МПа и $t_1 = 500$ °С.

Конечное давление пара составляет $p_2 = 10$ кПа.

Решение. Для определения параметров пара в точках 1 и 2 используем диаграмму hs (приложение 1). Построение точек показано на рисунке 8.1.

Решение задачи начинаем с нахождения точки 1 (состояние перегретого пара). По заданным значениям давления и температуры определяем неизвестные параметры:

$$h_1 = 3430 \text{ кДж/кг}; s_1 = 7 \text{ кДж/(кгК)}.$$

Затем на пересечении изобары p_2 и вертикальной линии, соответствующей значению постоянной энтропии $S_1 = S_2$, находим точку 2 и параметры влажного насыщенного пара:

$$h_2 = 2210 \text{ кДж/кг}; x_2 = 0,84.$$

Для проверки полученных значений используем табличные данные (приложение 2 таб. 3.3):

$$h_1 = 3433,8 \text{ кДж/кг}; s_1 = 6,9768 \text{ кДж/(кгК)}.$$

Энтальпию h_2 можно рассчитать по формуле, полученной на основе зависимостей

$$h_x = h' + xh'' \text{ и } s_x = s' + x \frac{r}{T_s} :$$

$$h_2 = h'_2 + (s_1 - s'_2)T_{s2},$$

где значения h'_2 , s'_2 , T_{s2} определены при давлении p_2 .

По приложению 2:

$$h'_2 = 191,84 \text{ кДж/кг}; s'_2 = 0,6493 \text{ кДж/(кгК)}; t_{s2} = 45,83 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$h_2 = 191,84 + (6,9768 - 0,6493) \times (45,87 + 273,15) = 2210 \text{ кДж/кг}.$$

Учитывая малое отличие расчетных значений и определяемых по диаграмме, используем в дальнейшем значения, найденные по диаграмме.

Термический КПД по формуле :

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2} = \frac{3430 - 2210}{3430 - 191,34} = 0,38.$$

Удельный расход пара по уравнению :

$$d = \frac{3600}{h_2 - h'_2} = \frac{3600}{3430 - 2210} = 2,95 \text{ кг/(кВтч)}.$$

Задача 2. Параметры водяного пара в паросиловой установке $p_1=15\text{МПа}$, $t_1=550^\circ\text{C}$ и $p_2=5\text{ кПа}$. Предусмотрен промежуточный перегрев пара при давлении, равном 4 МПа, до первоначальной температуры 550°C . Вычислить термический КПД этого цикла.

Решение. По диаграмме водяного пара (приложение 1) находим:

-удельную энтальпию пара при давлении 15 МПа и температуре 550°C :

$$h_1 = 3460 \text{ кДж/кг};$$

-удельную энтальпию пара после изоэнтропного расширения в первой части турбины:

$$h_2 = 3060 \text{ кДж/кг};$$

-удельную энтальпию пара при давлении 4 МПа и температуре 550°C :

$$h_3 = 3560 \text{ кДж/кг};$$

-удельную энтальпию пара после изоэнтропного расширения во второй части турбины низкого давления до давления $p_2 = 5 \text{ кПа} = 0,005 \text{ МПа}$:

$$h_4 = 2200 \text{ кДж/кг}.$$

По приложению 2(таб. 2.2) определяем удельную энтальпию воды при температуре насыщения при давлении P_2 :

$$h'_2 = 138 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная работа пара:

$$\text{-в первой части турбины } l_1 = 3460 - 3060 = 400 \text{ кДж/кг};$$

$$\text{-во второй части турбины } l_2 = 3560 - 2200 = 1360 \text{ кДж/кг};$$

$$\text{-во всей турбине } l = 400 + 1360 = 1760 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная теплота, подведенная:

$$\text{-в котле и основном пароперегревателе } q'_1 = 3460 - 138 = 3322 \text{ кДж/кг}.$$

$$\text{-в промежуточном пароперегревателе } q''_1 = 3560 - 3060 = 500 \text{ кДж/кг},$$

$$\text{-в паросиловой установке в целом } q = 3322 + 500 = 3822 \text{ кДж/кг}.$$

Термический КПД цикла по формуле :

$$\eta_T = \frac{l}{q_1};$$

$$\eta_T = \frac{1760}{3822} = 0,46$$

3.Задачи для самостоятельного решения

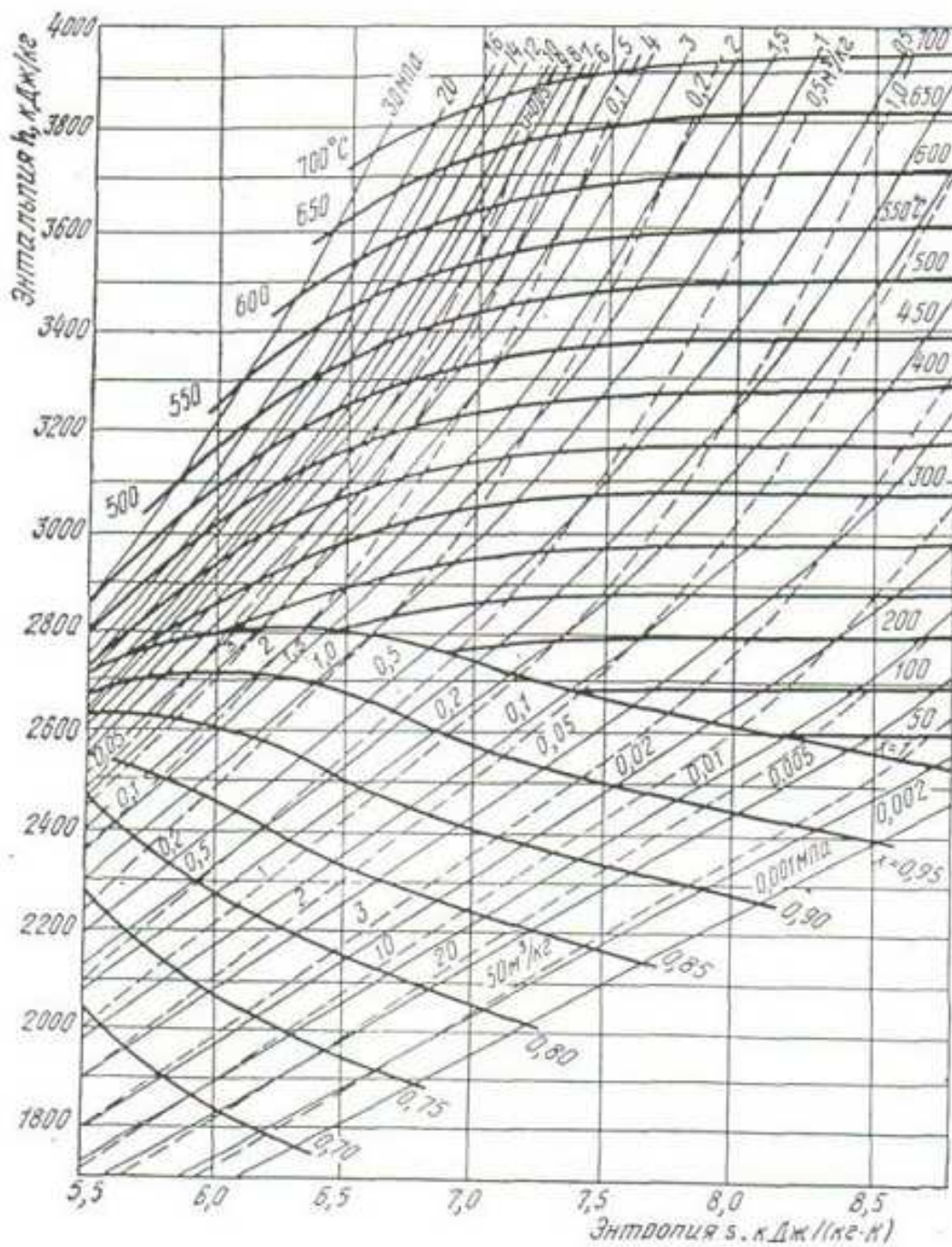
Задача 1. Паровая турбина мощностью 100 МВт работает паром давлением $p_1 = 10 \text{ МПа}$ и $t_1 = 550^\circ\text{C}$. Давление в конденсаторе $p_2 = 5 \text{ кПа}$.

Определить теоретический часовой расход пара на турбину.

Задача 2. В паросиловой установке с начальными параметрами пара 30 МПа и 650 °С предусмотрен промежуточный перегрев пара при давлении 6 МПа до температуры 580 °С. Определить термический КПД цикла при конечном давлении пара равным 5 кПа.

Приложение 1

Диаграмма h_s – водяного пара



Приложение 2

Таблица 2.1

Давление водяного пара на линии насыщения

$t_p, ^\circ\text{C}$	$P_p, \text{кПа}$	$t_p, ^\circ\text{C}$	$P_p, \text{кПа}$	$t_p, ^\circ\text{C}$	$P_p, \text{кПа}$	$t_p, ^\circ\text{C}$	$P_p, \text{кПа}$
-10	0,26	8	1,07	26	3,36	44	9,1
-8	0,31	10	1,23	28	3,78	46	10,00
-6	0,37	12	1,4	30	4,24	48	11,16
-4	0,44	14	1,6	32	4,75	50	12,33
-2	0,52	16	1,82	34	5,32	52	13,61
0	0,61	18	2,06	36	5,94	54	15,00
2	0,71	20	2,34	38	6,62	56	16,51
4	0,81	22	2,64	40	7,375	58	18,14
6	0,935	24	2,98	42	8,2	60	19,91

Таблица 2.2

Вода и водяной пар на линии насыщения

$P, \text{МПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	$v', \text{м}^3/\text{кг}$	$v'', \text{м}^3/\text{кг}$	$h', \text{кДж/кг}$	$h'', \text{кДж/кг}$	$r, \text{кДж/кг}$	$S', \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$S'', \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$
0,003	24,09	0,00100	45,668	101,00	2542,2	2444,2	0,3543	8,5776
0,004	28,98	0,00100	34,803	121,41	2554,1	2432,7	0,4224	8,4747
0,005	32,90	0,00101	28,196	137,77	2561,2	2423,4	0,4762	8,3952
0,006	36,78	0,00101	23,742	151,5	2567,1	2415,6	0,5209	8,3305
0,007	39,02	0,000101	20,532	163,38	2572,2	2408,8	0,5591	8,276
0,008	41,53	0,00101	18,106	173,87	2576,7	2402,8	0,5926	8,2289
0,009	43,79	0,00101	16,206	183,28	2580,8	2397,5	0,6224	8,1875
0,01	45,83	0,00101	14,676	191,84	2584,4	2392,6	0,6493	8,1505
0,02	60,09	0,00102	7,6515	251,46	2609,6	2358,1	0,8321	7,9092
0,03	69,12	0,00102	5,2308	289,31	2625,3	2336,0	0,9441	7,7695
0,04	75,89	0,00103	3,9949	317,65	2636,8	2319,2	1,0261	7,6711
0,05	81,35	0,00103	3,2415	340,57	2646,0	2305,4	1,0912	7,5951
0,075	91,78	0,00104	2,2179	384,45	2663,2	2278,8	1,2132	7,4577
0,1	99,63	0,00104	1,6946	417,51	2675,7	2258,2	1,3027	7,3608
0,15	113,37	0,00105	1,1597	467,13	2693,9	2226,8	1,4336	7,2248
0,17	115,17	0,00106	1,0315	483,22	2699,5	2216,3	1,4752	7,1829
0,2	120,23	0,00106	0,88592	504,7	2706,9	2202,2	1,5468	7,1123
0,4	143,62	0,00108	0,46242	604,7	2738,5	2133,8	1,7764	6,8966
0,6	158,84	0,0011	0,31556	670,4	2756,4	2086,0	1,9308	6,7598
0,8	170,42	0,00111	0,2403	720,9	2768,4	2047,5	2,0457	6,6618
$P, \text{МПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	$v', \text{м}^3/\text{кг}$	$v'', \text{м}^3/\text{кг}$	$h', \text{кДж/кг}$	$h'', \text{кДж/кг}$	$r, \text{кДж/кг}$	$S', \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$S'', \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$
1,0	179,88	0,00113	0,1943	762,6	2777	2014,4	2,1382	6,5847
2,0	212,37	0,00118	0,09953	908,60	2797,4	1888,8	2,4468	6,3373
2,5	223,94	0,00119	0,07990	962,00	2800,8	1838,8	2,5543	6,2536
3,0	233,84	0,00122	0,06662	1008,4	2801,9	1793,5	2,6455	6,1832
3,5	242,54	0,00123	0,05702	1049,8	2801,3	1751,5	2,7253	6,1218
4,0	250,33	0,00125	0,04974	1087,5	2799,4	1711,9	2,7967	6,0670
4,5	257,41	0,00127	0,04402	1122,2	2796,5	1674,3	2,8614	6,0171
5,0	263,92	0,00129	0,03941	1154,6	2792,8	1638,2	2,9209	5,9712

Таблица 2.3
Перегретый водяной пар

$t, ^\circ\text{C}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$h, \text{кДж}/\text{кг}$	$S, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$		$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$h, \text{кДж}/\text{кг}$	$S, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$
$p = 1,5 \text{ МПа}$					$p = 2 \text{ МПа}$		
400	0,2030	3256,1	7,2701		0,1512	3248,1	7,1285
410	0,2062	3277,7	7,3020		0,1536	3270,0	7,1609
420	0,2095	3299,3	7,3334		0,1561	3291,9	7,1927
430	0,2127	3320,9	7,3644		0,1586	3313,8	7,2241
440	0,2159	3342,6	7,3949		0,1610	3335,8	7,2550
450	0,2191	3364,2	7,4250		0,1635	3357,7	7,2855
460	0,2233	3385,9	7,4548		0,1659	3379,6	7,3156
470	0,2255	3407,6	7,4842		0,1684	3401,5	7,3454
480	0,2287	3429,3	7,5132		0,1708	3423,5	7,3747
$t, ^\circ\text{C}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$h, \text{кДж}/\text{кг}$	$S, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$		$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$h, \text{кДж}/\text{кг}$	$S, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$
490	0,2319	3451,1	7,5420		0,1732	3445,4	7,4037
500	0,2351	3472,9	7,5703		0,1756	3467,4	7,4323
550	0,2509	3582,5	7,7078		0,1876	3578,0	7,5708
$p = 2,5 \text{ МПа}$					$p = 3 \text{ МПа}$		
400	0,1201	3239,9	7,0165		0,09933	3231,6	6,9231
410	0,1221	3262,2	7,0494		0,10105	3254,3	6,9566
420	0,1241	3284,5	7,0817		0,10276	3276,9	6,9894
430	0,1261	3306,7	7,1135		0,1045	3299,4	7,0217
440	0,1281	3328,9	7,1449		0,1061	3321,9	7,0535
450	0,1301	3351,0	7,1758		0,1078	3344,4	7,0847
460	0,1321	3373,2	7,2062		0,1095	3366,8	7,1155
470	0,1340	3395,4	7,2362		0,1112	3389,2	7,1459
480	0,1360	3417,5	7,2659		0,1128	3411,6	7,1758
490	0,1380	3439,7	7,2951		0,1145	3434,0	7,2054
500	0,1399	3461,9	7,3240		0,1161	3456,4	7,2345
550	0,1496	3573,3	7,4636		0,1243	3568,6	7,3752
$p = 3,5 \text{ МПа}$					$p = 4 \text{ МПа}$		
400	0,08451	3223,1	6,8426		0,07339	3214,5	6,7713
410	0,08602	3246,2	6,8766		0,07473	3238,0	6,8060
420	0,08751	3269,2	6,9100		0,07606	3261,4	6,8399
430	0,08899	3292,0	6,9427		0,07738	3284,6	6,8732
440	0,09046	3314,8	6,9747		0,07869	3307,7	6,9058
$t, ^\circ\text{C}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$h, \text{кДж}/\text{кг}$	$S, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$		$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$h, \text{кДж}/\text{кг}$	$S, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$
450	0,09192	3337,6	7,0066		0,07999	3330,7	6,9379
460	0,09338	3360,3	7,0378		0,08128	3353,7	6,9694
470	0,09483	3382,9	7,0684		0,08257	3376,6	7,0005
480	0,09627	3405,6	7,0987		0,08384	3399,5	7,0310
490	0,09770	3428,2	7,1285		0,08512	3422,3	7,0612
500	0,09913	3450,8	7,1580		0,08638	3445,2	7,0909
550	0,1062	3563,9	7,2998		0,09264	3559,2	7,2338
$p = 4,5 \text{ МПа}$					$p = 5 \text{ МПа}$		
400	0,06473	3205,8	6,7071		0,05780	3196,9	6,6486
410	0,06595	3229,7	6,7425		0,05891	3221,3	6,6845
420	0,06715	3253,5	6,7770		0,06002	3245,4	6,7196
430	0,06834	3277,0	6,8107		0,06111	3269,4	6,7539
440	0,06953	3300,5	6,8438		0,06220	3293,2	6,7875
450	0,07070	3323,8	6,8763		0,06327	3316,8	6,8204
460	0,07187	3347,1	6,9083		0,06434	3340,4	6,8528
470	0,07303	3370,3	6,9397		0,06539	3363,8	6,8846
480	0,07418	3393,4	6,9706		0,06644	3387,2	6,9158
490	0,07532	3416,5	7,0010		0,06749	3410,5	6,9465
500	0,07646	3439,5	7,0310		0,06853	3433,8	6,9768
550	0,08208	3554,4	7,1751		0,07363	3549,6	7,1221

3.9 Практическое занятие № 9 (2 часа).

Тема: «Истечение и дросселирование рабочих тел»

1. Сопло Лавалия

Для того чтобы получить сверхзвуковые скорости газового потока канал должен быть комбинированным: первая часть – суживающаяся, в которой осуществляется разгон газового потока до скорости звука, вторая часть – расширяющаяся, в которой газовый поток будет двигаться со сверхзвуковыми скоростями. Такой комбинированный канал в литературе называют соплом Лавалия, в честь шведского инженера К.Г.Лавалия.

Рассмотрим процесс истечения газа из комбинированного сопла Лавалия, схема которого представлена на рис. 1. Из рисунка видно, что сопло Лавалия можно условно разделить на две части – суживающуюся A и расширяющуюся B .

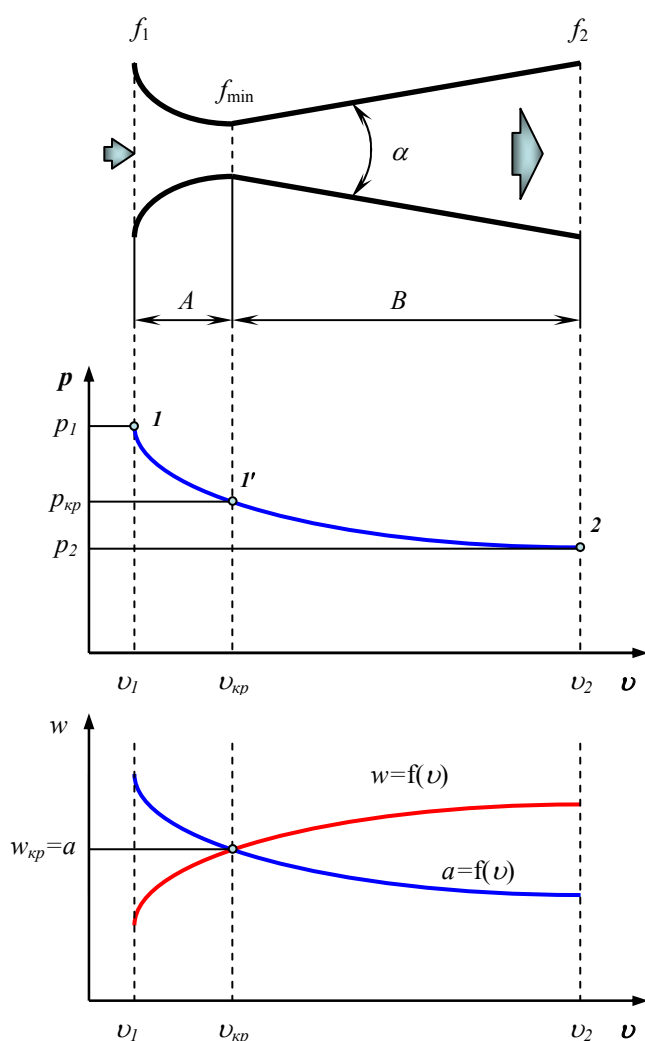


Рис. 1. Изменение параметров газового потока в сопле Лавалия

Рассмотрим сначала процесс истечения из суживающейся части сопла A . Пусть вначале давление на входе в сопло p_1 равно давлению окружающей среды, т.е. $p_1 = p_2 = p_{cp}$. Поскольку в этом случае $\beta = 1$, то скорость газа в сопле будет равна нулю ($w_2 = 0$), т.е. газ в канале не будет двигаться. Массовый расход газа через сопло также равен нулю ($m = 0$).

Будем постепенно увеличивать давление p_1 . Величина перепада давления β в суживающейся части сопла будет уменьшаться, поэтому скорость истечения газа w_2 и его массовый расход m будут увеличиваться. При достижении $\beta = \beta_{кр}$ (за счет увеличения p_1) в суживающейся части сопла A в сечении f_{min} установится критическое давление $p_2 = p_{кр}$ и критическая скорость истечения, равная местной скорости звука ($w_2 = w_{кр} = a$).

Если дальше увеличивать давление p_1 на входе в суживающуюся часть сопла, то скорость газа w_2 в сечении f_{min} не изменится, поскольку в этом случае β будет всегда оставаться равным $\beta_{кр}$. При этом следует заметить, что рост p_1 после достижения некоторого критического значения приводит к росту давления $p_2 = p_1 \beta_{кр}$ в минимальном сечении f_{min} суживающейся части A сопла. Причем p_2 может значительно отличаться от давления окружающей среды p_{cp} . В этом случае поток будет оставаться *недорасширенным* ($p_2 = p_{кр} > p_{cp}$). При этом располагаемая работа газового потока достигнет определенного значения (площадь $1 - 1' - p_{кр} - p_1$ на рис. 1).

Итак, как видно на рис. 1, в суживающейся части сопла A давление газа понижается от p_1 (вход) до $p_{кр}$ (точка $1'$; выход из узкой части сопла). Применив дополнительную расширяющуюся часть сопла B , критическое давление $p_{кр}$, устанавливающееся в самой узкой части сопла можно понизить до $p_2 = p_{cp}$ (точка 2). При этом скорость w_2 на выходе из расширяющейся части сопла B будет больше, чем в самом узком сечении сопла f_{min} , т.е. $w_2 > a$. Массовый расход газа m остается прежним – как в минимальном сечении сопла (следует из условия неразрывности потока). Располагаемая работа потока l_0 увеличится, поскольку уменьшится давление p_2 на выходе из сопла (располагаемая работа l_0 станет численно равной площади $1 - 2 - p_2 - p_1$).

Так как скорость газового потока в комбинированном сопле значительно больше, чем в суживающемся сопле, то кинетическая энергия потока также значительно увеличивается по квадратичному закону:

$$E_k = \frac{mw_2^2}{2}.$$

Чем больше кинетическая энергия потока, направляемого на лопатки турбины, тем большую техническую работу он может совершить.

2. Методика расчета комбинированного сопла

При расчете истечения газа из сопла необходимо определить размеры комбинированного сопла при заданных параметрах истечения и расхода газа и заданном коэффициенте скорости.

Исходные данные для расчета:

- газ (показатель адиабаты, теплоемкость);
- p_1 – давление на входе в сопло, МПа;
- p_{cp} – давление среды истечения, кПа;
- t_1 – температура газа перед соплом, °С;

- m – массовый расход газа через сопло, кг/с;
- φ – коэффициент скорости в сопле.

Расчет комбинированного сопла произвести по следующей методике.

1. Определяется критический перепад давлений и давление в минимальном сечении сопла:

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad p_{кр} = p_1 \beta_{кр}, \text{ кПа.}$$

2. Определяется отношение давлений в среде истечения и перед соплом:

$$\beta = \frac{p_{ср}}{p_1}.$$

При $\beta > \beta_{кр}$ режим истечения дозвуковой, при $\beta = \beta_{кр}$ скорость истечения равна местной скорости звука. В обоих случаях сопло должно быть суживающимся. При $\beta < \beta_{кр}$ режим истечения сверхзвуковой, сопло должно быть комбинированным.

3. Определяется скорость истечения газа на выходе из сопла:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \text{ м/с.}$$

4. Определяется действительная скорость истечения газа в выходном сечении сопла:

$$w_2^{\partial} = \varphi w_2, \text{ м/с.}$$

5. Определяется скорость истечения газа в минимальном сечении сопла:

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left(1 - \beta_{кр}^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \text{ м/с.}$$

6. Определяется действительная скорость истечения газа в минимальном сечении сопла:

$$w_{кр}^{\partial} = \varphi w_{кр}, \text{ м/с.}$$

7. Определяется удельный объем газа на входе в сопло:

$$\nu_1 = \frac{R_M T_1}{M_z p_1}, \text{ м}^3/\text{кг.}$$

8. Определяется удельный объем газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$\nu_{кр} = \nu_1 \left(\frac{1}{\beta_{кр}} \right)^{\frac{1}{k}}, \quad \nu_2 = \nu_1 \left(\frac{p_1}{p_{ср}} \right)^{\frac{1}{k}}, \text{ м}^3/\text{кг.}$$

9. Определяется теоретическая температура газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$T_{кр} = \frac{p_{кр} \nu_{кр} M_z}{R_M}, \quad T_2 = \frac{p_{ср} \nu_2 M_z}{R_M}, \text{ К.}$$

10. Определяется потеря кинетической энергии струи газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$\Delta h_{кр} = \left(1 - \varphi^2\right) \frac{w_{кр}^2}{2} \cdot 10^{-3}, \quad \Delta h_2 = \left(1 - \varphi^2\right) \frac{w_2^2}{2} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

11. Определяется средняя изобарная теплоемкость газа в интервалах температур $(t_1 \dots t_{кр})$ и $(t_1 \dots t_2)$:

$$c_{p_{кр}} = \frac{c_{p0}^{t_1} \cdot t_1 - c_{p0}^{t_{кр}} \cdot t_{кр}}{t_1 - t_{кр}}, \quad c_{p_2} = \frac{c_{p0}^{t_1} \cdot t_1 - c_{p0}^{t_2} \cdot t_2}{t_1 - t_2}, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

12. Определяется действительная температура газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$T_{кр}^\partial = T_{кр} + \frac{\Delta h_{кр}}{c_{p_{кр}}}, \quad T_2^\partial = T_2 + \frac{\Delta h_2}{c_{p_2}}, \text{ К}.$$

13. Определяется действительный удельный объем газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$v_{кр}^\partial = \frac{R_M T_{кр}^\partial}{M_z p_{кр}}, \quad v_2^\partial = \frac{R_M T_2^\partial}{M_z p_{cp}}, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

14. Определяется площадь минимального и выходного сечений сопла:

$$f_{min} = \frac{m v_{кр}^\partial}{w_{кр}^\partial}, \quad f_2 = \frac{m v_2^\partial}{w_2^\partial}, \text{ м}^2.$$

15. Определяется диаметр минимального и выходного сечений сопла:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 f_{min}}{\pi}}, \quad d_2 = \sqrt{\frac{4 f_2}{\pi}}, \text{ м}.$$

16. Определяется длина расширяющейся части комбинированного сопла:

$$l = \frac{d_2 - d_{min}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \text{ м}$$

где $\alpha = 10 \dots 12^\circ$ – угол раскрытия сопла.

3. Пример расчета комбинированного сопла

Исходные данные для расчета:

- газ – диоксид углерода CO_2 ;
- давление на входе в сопло $p_1 = 1$ МПа;
- давление среды истечения $p_{cp} = 100$ кПа;
- температура газа перед соплом $t_1 = 80$ °С;
- массовый расход газа через сопло $m = 0,5$ кг/с;
- коэффициент скорости в сопле $\varphi = 0,97$.

1. Определяем критический перепад давлений и давление в минимальном сечении сопла:

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{2}{1,29+1} \right)^{\frac{1,29}{1,29-1}} = 0,548,$$

$$p_{кр} = p_1 \beta_{кр} = 10^3 \cdot 0,548 = 548 \text{ кПа.}$$

2. Определяем отношение давлений в среде истечения и перед соплом:

$$\beta = \frac{p_{ср}}{p_1} = \frac{100}{1000} = 0,1 < 0,548.$$

Так как $\beta < \beta_{кр}$, то режим истечения сверхзвуковой и сопло должно быть комбинированным.

3. Определяем скорость истечения газа на выходе из сопла:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} R T_1 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,29}{1,29-1} \cdot \frac{8314}{44} \cdot 353 \cdot \left(1 - 0,1^{\frac{1,29-1}{1,29}} \right)} = 490 \text{ м/с.}$$

4. Определяем действительную скорость истечения газа в выходном сечении сопла:

$$w_2^\partial = \varphi w_2 = 0,97 \cdot 490 = 475 \text{ м/с.}$$

5. Определяем скорость истечения газа в минимальном сечении сопла:

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} R T_1 \left(1 - \beta_{кр}^{\frac{k-1}{k}} \right)} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,29}{1,29-1} \cdot \frac{8314}{44} \cdot 353 \cdot \left(1 - 0,548^{\frac{1,29-1}{1,29}} \right)} = 274 \text{ м/с.}$$

6. Определяем действительную скорость истечения газа в минимальном сечении сопла:

$$w_{кр}^\partial = \varphi w_{кр} = 0,97 \cdot 274 = 266 \text{ м/с.}$$

7. Определяем удельный объем газа на входе в сопло:

$$\nu_1 = \frac{R_M T_1}{M_\varepsilon p_1} = \frac{8314 \cdot 353}{44 \cdot 10^6} = 0,0667 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

8. Определяем удельный объем газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$\nu_{кр} = \nu_1 \left(\frac{1}{\beta_{кр}} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,0667 \cdot \left(\frac{1}{0,548} \right)^{\frac{1}{1,29}} = 0,106 \text{ м}^3/\text{кг,}$$

$$\nu_2 = \nu_1 \left(\frac{p_1}{p_{ср}} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,0667 \cdot \left(\frac{1000}{100} \right)^{\frac{1}{1,29}} = 0,397 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

9. Определяем теоретическую температуру газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$T_{кр} = \frac{p_{кр} \nu_{кр} M_\varepsilon}{R_M} = \frac{548 \cdot 10^3 \cdot 0,106 \cdot 44}{8314} = 307 \text{ К,}$$

$$T_2 = \frac{p_{ср} \nu_2 M_\varepsilon}{R_M} = \frac{10^5 \cdot 0,397 \cdot 44}{8314} = 210 \text{ К.}$$

10. Определяем потерю кинетической энергии струи газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$\Delta h_{кр} = (1 - \varphi^2) \frac{w_{кр}^2}{2} \cdot 10^{-3} = (1 - 0,97^2) \cdot \frac{274^2}{2} \cdot 10^{-3} = 2,22 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)},$$

$$\Delta h_2 = (1 - \varphi^2) \frac{w_2^2}{2} \cdot 10^{-3} = (1 - 0,97^2) \cdot \frac{490^2}{2} \cdot 10^{-3} = 7,095 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

11. Определяем среднюю изобарную теплоемкость газа в интервалах температур $(t_1 \dots t_{кр})$ и $(t_1 \dots t_2)$:

$$c_{p_{кр}} = \frac{(0,8725 + 2,406 \cdot 10^{-4} \cdot 80) \cdot 80 - (0,8725 + 2,406 \cdot 10^{-4} \cdot 34) \cdot 34}{80 - 34} = 0,90 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)},$$

$$c_{p_2} = \frac{(0,8725 + 2,406 \cdot 10^{-4} \cdot 80) \cdot 80 - (0,8725 + 2,406 \cdot 10^{-4} \cdot (-63)) \cdot (-63)}{80 + 63} = 0,877 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

12. Определяем действительную температуру газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$T_{кр}^\partial = T_{кр} + \frac{\Delta h_{кр}}{c_{p_{кр}}} = 307 + \frac{2,22}{0,9} = 309,5 \text{ К},$$

$$T_2^\partial = T_2 + \frac{\Delta h_2}{c_{p_2}} = 210 + \frac{7,095}{0,877} = 218 \text{ К}.$$

13. Определяем действительный удельный объем газа в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$v_{кр}^\partial = \frac{R_M T_{кр}^\partial}{M_\varepsilon p_{кр}} = \frac{8314 \cdot 309,5}{44 \cdot 548 \cdot 10^3} = 0,107 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$v_2^\partial = \frac{R_M T_2^\partial}{M_\varepsilon p_{ср}} = \frac{8314 \cdot 218}{44 \cdot 10^5} = 0,412 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

14. Определяем площадь минимального и выходного сечений сопла:

$$f_{min} = \frac{m v_{кр}^\partial}{w_{кр}^\partial} = \frac{0,5 \cdot 0,107}{266} = 0,000201 \text{ м}^2,$$

$$f_2 = \frac{m v_2^\partial}{w_2^\partial} = \frac{0,5 \cdot 0,412}{475} = 0,0004337 \text{ м}^2.$$

15. Определяем диаметр минимального и выходного сечений сопла:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 f_{min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000201}{\pi}} = 0,016 \text{ м},$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 f_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0004337}{\pi}} = 0,023 \text{ м}.$$

16. Определяем длину расширяющейся части комбинированного сопла:

$$l = \frac{d_2 - d_{min}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,023 - 0,016}{2 \operatorname{tg} \frac{10}{2}} = 0,04 \text{ м.} \quad \text{где } \alpha = 10 \dots 12^\circ - \text{угол раскрытия сопла.}$$