

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«СЕВЕРО-ЗАПАДНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЗАОЧНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра теплотехники и теплоэнергетики

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ
ТЕПЛОТЕХНИКИ. ТЕРМОДИНАМИКА**
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС

Энергетический институт

Специальности:

140101.65 – тепловые электрические станции

140104.65 – промышленная теплоэнергетика

Направление подготовки бакалавра

140100.65 – теплоэнергетика

Санкт – Петербург

Издательство СЗТУ

2009

Утверждено редакционно-издательским советом университета

УДК 536(076)

Теоретические основы теплотехники. Термодинамика: учебно-методический комплекс/ сост. З.Ф.Каримов, Е.П.Павлов. – СПб.: Изд-во СЗТУ, 2009- 261 с.

Учебно-методический комплекс разработан в соответствии с государственными образовательными стандартами высшего профессионального образования.

В дисциплине рассматриваются основные законы преобразования теплоты в механическую работу, использование этих законов в термодинамических циклах поршневых двигателей внутреннего сгорания, газотурбинных и паротурбинных установках, а также в циклах холодильных установок и теплового насоса. Изучаются основные понятия химической термодинамики.

Издательством осуществлено литературное и техническое редактирование рукописи.

Рассмотрено на заседании кафедры теплотехники и теплоэнергетики 18.06.2008г., одобрено методической комиссией энергетического института 20.06.2008г.

Рецензенты: кафедра промышленной теплоэнергетики Санкт-Петербургского технологического университета растительных полимеров (зав. кафедрой **А.П. Бельский**, д-р техн. наук, проф.); **Лабейш В.Г.**, д-р техн. наук, проф.

Составители: **З. Ф. Каримов**, д-р техн. наук, проф.,
Е. П. Павлов, канд. техн. наук, доц.

© Северо-Западный государственный заочный технический университет, 2009
© Каримов З. Ф., Павлов Е. П., 2009.

1. ИНФОРМАЦИЯ О ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ. ТЕРМОДИНАМИКА»*

1.1. ПРЕДИСЛОВИЕ

Дисциплина «Теоретические основы теплотехники. Термодинамика» изучается студентами специальностей: 140101.65 и 140104.65 всех форм обучения в двух семестрах. Эта дисциплина включает в себя шесть разделов: Основные законы термодинамики; Реальные газы. Водяной пар; Компрессоры. Циклы тепловых двигателей; Циклы паротурбинных установок; Циклы холодильных и теплонасосных установок; Элементы химической термодинамики. При изучении дисциплины предусмотрены: для очно - заочной формы обучения – 44 часа лекций, 16 часов практических занятий и 20 часов лабораторных работ, для заочной формы обучения – 16 часов лекций, 4 часа практических занятий и 12 часов лабораторных работ. А также шесть тестов – по одному тесту в каждом разделе и три контрольные работы – две работы в первом семестре и одна работа во втором семестре.

Целью изучения дисциплины является изучение фундаментальных законов получения теплоты и её превращение в механическую работу в различных теплоэнергетических установках.

Задачи изучения дисциплины – приобретение навыков анализа термодинамических систем и с помощью математического аппарата термодинамики разрабатывать новые и совершенствовать существующие системы энергоснабжения.

В результате изучения дисциплины студент должен овладеть основами знаний, формируемых на нескольких уровнях:

Иметь представление:

- о целях теоретических основ технической термодинамики;
- об областях применения и перспективах развития теории и практики технической термодинамики.

Знать:

- термодинамическую терминологию, законы получения и преобразования тепловой энергии;
- методы анализа эффективности использования теплоты;
- методы производства и сбережения теплоты;

Уметь:

- производить термодинамические расчеты тепловых процессов промышленных энергетических установок и устройств;
- определять значение термодинамических характеристик процессов с однофазными и двухфазными рабочими телами постоянного и переменного состава;

Владеть:

- навыками использования вычислительной техники и программного обеспечения в решении теоретических и прикладных задач технической термодинамики.

* - далее в тексте “Термодинамика”.

Место дисциплины в учебном процессе: Дисциплина «Термодинамика» базируется на знаниях в области физики, математики, гидрогазодинамики и химии. Знания, полученные при изучении технической термодинамики, используются при изучении всех прикладных теплотехнических дисциплин, а также при курсовом и дипломном проектировании.

1.2. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ И ВИДЫ УЧЕБНОЙ РАБОТЫ

1.2.1. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ ПО ГОС

ОПД.Ф.09 Первый закон термодинамики; второй закон термодинамики; реальные газы; водяной пар; термодинамические свойства реальных газов; фазовая $p\nu$ - диаграмма; таблицы термодинамических свойств веществ; истечения из сопел; дросселирование; циклы паротурбинных установок, тепловой и энергетический балансы паротурбинной установки; газовые циклы; схемы, циклы и термический КПД тепловых двигателей и холодильных установок; энергетический анализ циклов; основы химической термодинамики; основы термодинамики необратимых процессов.

1.2.2. ОБЪЕМ ДИСЦИПЛИНЫ И ВИДЫ УЧЕБНОЙ РАБОТЫ

Вид учебной работы	Всего часов			
	Форма обучения			
	Очно-заочная		Заочная	
	5-й семестр	6-й семестр	5-й семестр	6-й семестр
Общая трудоемкость дисциплины	240			
Работа под руководством преподавателя (включая ДОТ)	37	107	45	99
В т.ч.: аудиторные занятия:				
лекции	8	22	6	10
практические занятия (ПЗ)	0	12	0	4
лабораторный работы (ЛР)	8	12	4	8
Самостоятельная работа студентов	25	71	30	66
Промежуточный контроль, количество	2	4	2	4
В т.ч.: контрольная работа (реферат)	2	1	2	1
Вид итогового контроля (зачет, экзамен)	Зачет	Экзамен	Зачет	Экзамен

1.2.3. ПЕРЕЧЕНЬ ВИДОВ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

Контрольные работы – 3 работы для всех форм обучения.

Практические занятия – для очно – заочной формы – 12 часов,
для заочной формы – 4 часа.

Лабораторные работы – для очно - заочной формы – 20 часов,
для заочной формы – 12 часов.

Тесты (по разделам дисциплины: тренировочные и контрольные) – для очно – заочной формы – 5, для заочной формы – 5.

Экзамен (зачет) – в пятом семестре – зачет и в шестом семестре - экзамен для всех форм обучения.

2. РАБОЧИЕ УЧЕБНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

2.1. РАБОЧАЯ ПРОГРАММА

(объем дисциплины 240 часов)

ВВЕДЕНИЕ (1 час)

[1], с. 3...5; [2], с. 5...7

История развития энергетики в России. Современное состояние теплоэнергетики. Техническая термодинамика как теоретическая основа теплоэнергетики.

Раздел 1. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ТЕРМОДИНАМИКИ (50 часов)

1.1. ТЕРМОДИНАМИКА ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА

[1], с. 6...22; [2], с. 8...16; 22...39

Уравнение состояния идеального газа. Универсальная газовая постоянная. Удельная газовая постоянная. Нормальные физические условия. Молекулярно - кинетическая теория теплоемкости. Элементы квантовой теории теплоемкости. Истинная и средняя теплоемкости. Свойства теплоемкостей идеального газа. Связь между изохорной и изобарной теплоемкостями идеального газа (закон Майера). Эмпирические формулы для теплоемкостей идеального газа. Таблицы значений истинной и средней теплоемкостей идеального газа. Свойства внутренней энергии и энтальпии идеального газа. Энтропия как функция состояния. Таблицы термодинамических свойств идеальных газов. Изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы с идеальным газом. Политропные процессы и их анализ. Расчет количества теплоты и изменения температуры по таблицам значений энтальпии и внутренней энергии идеального газа. Смеси идеальных газов. Закон Дальтона. Теплоемкость газовых смесей.

1.2. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

[1], с. 25...41; [2], с. 17...22, 32 – 51

Термодинамическая система и окружающая среда. Изолированная и неизолированная термодинамические системы. Параметры состояния. Уравнение состояния. Термодинамическая поверхность. Термодинамический процесс. Равновесные и неравновесные процессы (взаимодействия). Теплота и работа как функции процесса. Внутренняя энергия и энтальпия как функции состояния термодинамической системы (рабочего тела). Закон сохранения и превращения энергии. Первый закон термодинамики. Различные аналитические выражения первого закона термодинамики. Краткая история открытия первого закона термодинамики.

1.3. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

[1], с. 46...98; [2], с. 51 - 82

Прямые и обратные циклы. Термический КПД, коэффициент трансформации теплоты, холодильный коэффициент. Цикл Карно и его термический КПД. Теорема Карно. Регенеративный цикл. Влияние необратимости на процесс преобразования теплоты в работу.

Второй закон термодинамики. Аналитическое выражение второго закона термодинамики для обратимых и необратимых процессов. Необратимый адиабатный процесс. Эксергия как мера работоспособности. Эксергия теплоты. Потери эксергии в необратимых процессах. Эксергетический КПД. Статистическое истолкование второго закона термодинамики. Энтропия и вероятность. Пределы применимости второго закона термодинамики.

Изменение энтропии идеального газа. Ts - диаграмма идеального газа и ее свойства; hs - диаграмма идеального газа. Таблицы энтропии идеальных газов. Термодинамическая шкала температур. Абсолютный нуль температуры.

Раздел 2. РЕАЛЬНЫЕ ГАЗЫ. ВОДЯНОЙ ПАР (40 часов)

2.1. СВОЙСТВА И ФАЗОВЫЕ ПЕРЕХОДЫ РЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

[1], с. 120...150; 154...197; [2], с. 83 – 88, 92...102

Термодинамические свойства реальных веществ. Фазовая pv - диаграмма. Уравнение Ван - Дер - Ваальса. Критические параметры веществ. Принцип соответственных состояний. Термодинамическое подобие. $pv - p$ - диаграмма. Коэффициент сжимаемости. Условия равновесия при фазовом переходе. Правило фаз Гиббса. Парообразование и конденсация. Зависимость давления насыщен-

ного пара от температуры. Теплота фазового перехода. Плавление. Сублимация. Уравнение Клапейрона - Клаузиуса. Фазовая pT - диаграмма. Тройная точка. Аномалии воды.

2.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ И ПРОЦЕССЫ ВОДЯНОГО ПАРА

[1], с. 164...206; 214...230; [2], с. 103...109; 112...126

Степень сухости. Удельный объем, энтальпия и энтропия жидкости, влажного, сухого насыщенного и перегретого пара. Сверхкритическая область состояний пара. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара в состоянии насыщения. Таблицы термодинамических свойств воды и перегретого водяного пара. Фазовая Ts - диаграмма для паров; hs - диаграмма для всех фаз веществ; фазовая hs - диаграмма для водяного пара.

Расчет изохорного, изобарного, изотермического и адиабатного (изоэнтропного) процессов для реальных веществ по таблицам и диаграммам. Уравнения состояния реальных газов. Теория ассоциации молекул и уравнение состояния водяного пара. Определение калорических функций газов по уравнению состояния. Зависимость изобарной теплоемкости газов от давления. Равновесие фаз при криволинейной поверхности раздела.

2.3. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

[1], с. 459...468; [2], с. 126...138

Влагосодержание влажного воздуха. Абсолютная и относительная влажность. Точка росы. Газовая постоянная и плотность влажного воздуха. Энтальпия влажного воздуха, hd - диаграмма для влажного воздуха. Температура мокрого термометра. Измерение относительной влажности и точки росы с помощью психрометра и гигрометра.

2.4. ТЕРМОДИНАМИКА ГАЗОВОГО ПОТОКА. ИСТЕЧЕНИЕ ГАЗОВ ЧЕРЕЗ СОПЛО

[1], с. 269...297; [2], с. 139...174

Уравнение первого закона термодинамики для потока. Уравнение неразрывности потока. Уравнение механической энергии для потока (уравнение Бернулли). Располагаемая работа. Адиабатные течения. Параметры полного адиабатного торможения потока. Сопло и диффузор. Скорость истечения газа (пара) из сужающегося сопла. Расход газа (пара) при истечении из сужающегося сопла. Максимальный расход и критическая скорость истечения. Критическое отношение давлений. Скорость звука. Зависимость скорости и расхода от отношения давлений. Условия перехода скорости потока через скорость звука. Комбинированное сопло Лавалья. Расчет скорости истечения водяного пара по изменению энтальпии. Истечение с учетом необратимости. Коэффициент скорости и

расхода. Принцип обращения воздействия. Понятие о тепловом, механическом и расходном соплах. Течение с трением. Течение по длинным трубам. Смешение потоков газа.

2.5. РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ

[1], с. 236...251

Дросселирование. Уравнение процесса. Условное изображение процесса дросселирования на hs - диаграмме. Потеря эксергии при дросселировании. Изменение параметров при дросселировании. Дифференциальный адиабатный дроссель - эффект. Температура инверсии. Кривая инверсии. Использование процесса дросселирования в технике.

Раздел 3. КОМПРЕССОРЫ. ЦИКЛЫ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (50 часов)

3.1. ВИДЫ КОМПРЕССОРОВ И ПРОЦЕССЫ В КОМПРЕССОРЕ

[1], с. 257...269; [2], с. 174...183

Компрессоры. Виды и назначение компрессоров. Работа, затрачиваемая на привод одноступенчатого поршневого компрессора. Изотермическое, адиабатное и политропное сжатие. Вредное пространство. Преимущества многоступенчатого сжатия. Оптимальное распределение перепада давления по ступеням многоступенчатого компрессора. Теоретическая и индикаторная диаграммы компрессора и их изображение в координатах p , v и T , s . Отводимая теплота. Необратимое адиабатное сжатие в компрессоре. Центробежные компрессоры.

3.2. ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ДВС)

[1], с. 319...330; [2], с. 183...192

Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Индикаторная диаграмма и идеальный цикл ДВС. Цикл с изохорным подводом теплоты (цикл Отто). Цикл с изобарным подводом теплоты (цикл Дизеля). Цикл со смешанным подводом теплоты (цикл Тринклера). Сравнение термических КПД циклов ДВС. Термодинамический анализ КПД циклов по средним температурам подвода и отвода теплоты. Удельный расход топлива.

3.3. ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК (ГТУ)

[1], с. 330...346; [2], с. 192...204

Циклы газотурбинных установок (ГТУ). Принципиальная схема и цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты. Термический КПД цикла. Методы повышения термического КПД ГТУ. Отношение работы, затрачиваемой на привод компрессора, к работе турбины. Регенерация теплоты в цикле ГТУ. Многоступенчатое сжатие в компрессоре и ступенчатый подвод теплоты. Замкнутые схемы ГТУ. Рабочие тела замкнутых схем. Цикл ГТУ с изохорным подводом теплоты.

3.4. ЦИКЛЫ РЕАКТИВНОГО И РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЕЙ

[1], с. 346...356; [2], с. 200...204

Циклы реактивных двигателей. Схема, цикл и термический КПД прямо-точного и турбореактивного двигателей. Схема и цикл ракетного двигателя.

РАЗДЕЛ 4. ЦИКЛЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК (ПТУ) (60 часов)

4.1. ИДЕАЛЬНЫЕ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ПТУ

[1], с. 303...312; 356...359; [2], с. 207...215

Принципиальная схема паротурбинной установки (ПТУ). Идеальный цикл ПТУ (цикл Ренкина) в координатах p, v ; T, s и h, s . Работа турбины. Работа, затрачиваемая на привод питательного насоса. Термический КПД цикла ПТУ. Расчет термического КПД цикла по таблицам термодинамических свойств водяного пара и по hs - диаграмме. Нецелесообразность практической реализации цикла Карно в области влажного насыщенного пара. Методы повышения термического КПД ПТУ. Влияние начальных и конечных параметров пара на термический КПД цикла. Применение пара высоких параметров. Действительный цикл с необратимым адиабатным расширением пара в турбине. Абсолютный эффективный КПД ПТУ. Удельные расходы пара и топлива.

4.2. ЦИКЛЫ ПТУ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ И РЕГЕНЕРАТИВНЫМ ОТБОРОМ ПАРА

[1], с. 367..395; [2], с. 216...220

Промежуточный (вторичный) перегрев пара. Причины применения промежуточного перегрева пара. Принципиальная схема установки с промежуточным перегревом. Цикл ПТУ с промежуточным перегревом пара. Циклы ПТУ со сверхкритическими параметрами водяного пара. Циклы ПТУ с двумя промежуточными перегревами пара.

Регенеративные циклы. Регенеративный подогрев питательной воды. Предельная регенерация. Схема установки с регенеративными отборами пара. Смешивающие и поверхностные подогреватели питательной воды. Изображение регенеративных циклов в координатах T, s . Термический КПД регенеративного цикла. Влияние числа отборов на КПД регенеративного цикла.

4.3. ЦИКЛЫ ПАРОГАЗОВОЙ И АТОМНОЙ УСТАНОВОК

[1], с. 395...402; [2], с. 221...235

Комбинированные циклы. Преимущества и недостатки водяного пара как рабочего тела. Принципиальная схема бинарной ПТУ. Термический КПД парогазовых циклов. Термодинамические циклы атомных электростанций. Термодинамические основы теплофикации. Экономия топлива в теплофикационных установках. Установки с противодавленческими турбинами, турбинами с регулируемым теплофикационным отбором пара.

4.4. ЦИКЛЫ И УСТРОЙСТВА ПРЯМОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ В ЭЛЕКТРОЭНЕРГИЮ

[1], с. 402...426; [2], с. 235...243

Методы непосредственного преобразования теплоты в электроэнергию. Схема, цикл и КПД магнитогидродинамической установки (МГДУ). Термоэлектрические и термоэмиссионные преобразователи. Термодинамические основы преобразования энергии в топливных элементах.

РАЗДЕЛ 5. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ И ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК (20 часов)

5.1. ЦИКЛЫ ВОЗДУШНОЙ И ПАРОКОМПРЕССОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

[1], с. 426...442; [2], с. 243...250

Холодильный коэффициент. Коэффициент трансформации теплоты. Обратный цикл Карно. Схема и цикл воздушной холодильной установки. Термодинамические свойства рабочих тел парокompрессионных трансформаторов теплоты. Схема, цикл и холодильный коэффициент парокompрессионной холодильной установки.

5.2. ПЕРЕДАЧА ТЕПЛОТЫ ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ И ТЕПЛОВОЙ ТРУБОЙ

[1], с. 451...453; [2], с. 251...257

Принцип действия теплового насоса. Термодинамическое сравнение эффективности теплового насоса и теплофикации. Схема и принцип работы абсорбционной холодильной установки. Методы сжижения газов.

РАЗДЕЛ 6. ЭЛЕМЕНТЫ ХИМИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ (20 часов)

6.1. ЗАКОНЫ ТЕРМОДИНАМИКИ В ТЕРМОХИМИИ

[1], с. 474...485; [2], с. 258...285

Первый закон термодинамики в термохимии. Тепловой эффект химической реакции. Закон Гесса и его следствия. Зависимость теплового эффекта химической реакции от температуры (закон Кирхгофа). Стандартный тепловой эффект. Второй закон термодинамики в термохимии. Закон действующих масс. Химическое равновесие. Константа равновесия. Степень диссоциации. Свободная энергия и изобарный потенциал (свободная энтальпия) как характеристические функции.

6.2. УРАВНЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОЙ РАБОТЫ ХИМИЧЕСКОЙ РЕКЦИИ

[1], с. 485...502; [2], с. 286...297

Химический потенциал. Уравнение максимальной работы химической реакции (уравнение Гиббса-Гельмгольца). Химическое сродство. Константа равновесия и максимальная работа реакции. Зависимость константы равновесия от давления и температуры. Тепловая теорема Нернста. Стандартные значения термодинамических функций веществ.

Заключение

«Термодинамика» является общетехнической дисциплиной, изучает процессы превращения тепловой и механической форм энергии в теплоэнергетических установках и тепловых двигателях и занимает центральное место в подготовке инженера теплоэнергетика.

Дисциплина «Термодинамика» включает в себя разделы: «Основные законы термодинамики», «Реальные газы», «Компрессоры и циклы тепловых двигателей», «Циклы паротурбинных установок», «Циклы холодильных и теплонасосных установок», «Элементы химической термодинамики». Эта дисциплина изучается студентами специальностей 140101.65 «Тепловые электрические станции», 140104.65 «Промышленная теплоэнергетика» в течение двух семестров на 3-м курсе очно-заочной и заочной форм обучения.

Дисциплина «Термодинамика», оформленная в виде учебно-методического комплекса (УМК) приобретает новые методические качества, более высокие чем учебник, так как содержит рабочую программу, тематический план, опорный конспект, методические указания по лабораторным и контрольным работам, а так же блок контроля в виде тестов и вопросов для экзамена.

Разработанный УМК выполнен на бумажном и электронном носителях, может быть использован как при аудиторных занятиях, так и при самостоятельной работе. Опорный конспект, приведенный в данном УМК, является введением в дисциплину «Термодинамика».

2.2. ТЕМАТИЧЕСКИЙ ПЛАН ДИСЦИПЛИНЫ

2.2.1. ТЕМАТИЧЕСКИЙ ПЛАН ДИСЦИПЛИНЫ

для студентов очно – заочной формы обучения

№ п/п	Название раздела	Кол-во часов по очной дневной форме обучения	Виды занятий и контроля										
			лекции		ПЗ		ЛР		Самостоят. работа	Тесты	Контрольные работы	ПЗ (С)	ЛР
			Аудит.	ДОТ	Аудит.	ДОТ	Аудит.	ДОТ					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	Всего	240	30	54	12	24	20	4	96	6	3	6	5
1	Раздел 1. Введение. Основные законы термодинамики	50	4	12	2	6	12	2	12				
1.1	Термодинамика идеального газа	24	2	4	2	2	8	2	4		Зад. № 1,2,3	№ 1	№1, 2
1.2	Первый закон термодинамики	15	1	4		2	4		4		Зад. №4		№3
1.3	Второй закон термодинамики	11	1	4		2			4	№ 1			
2.	Раздел 2. Реальные газы. Водяной пар	40	6	10	2	4	4	2	12				
2.1	Свойства и фазовые переходы реальных газов	4	1	1					2				
2.2	Характеристики и процессы водяного пара	10	2	2		2			4		Зад. №5, 6		
2.3	Влажный воздух	4		2					2				
2.4	Термодинамика газового потока Истечение газа через сопло	14	2	4	2	2			4		Зад. № 7, 8	№ 2	
2.5	Расчет процессов дросселиро-	8	1	1			4	2		№ 2			№4

вания													
-------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
3	Раздел 3. Компрессоры Циклы тепловых двигателей	50	6	1 2	2	4			26				
3.1	Виды компрессоров и процессы в компрессоре	9	1	2					6		Зад.№ 9		
3.2	Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС)	16	2	4	2	2			6		Зад. № 10	№3	
3.3	Циклы газотурбинных двигателей (ГТД)	16	2	4		2			8		Зад.№ 11		
3.4	Циклы реактивного и ракетного двигателей	9	1	2					6	№ 3			
4	Раздел 4. Циклы паротурбинных установок	60	8	1 4	4	8	4		22				
4.1	Идеальный и действительный циклы ПТУ	16	4	4		4			4		Зад. № 12, 14		
4.2	Циклы ПТУ с промежуточным перегревом и регенеративным отбором пара	18	2	4	2	2	4		4		Зад. № 13, 15	№ 4	№ 5
4.3	Циклы парогазовой и атомной установок	15	1	4	2	2			6			№ 5	
4.4	Циклы и устройства прямого преобразования теплоты в электроэнергию	11	1	2					8	№ 4			
5	Раздел 5. Циклы холодильных и теплонасосных	20	4	4	2	2			8				

	установок												
5.1	Циклы воздушной и парокompрессорной холодильных установок	12	2	2	2	2			4		Зад. № 16, 17	№ 6	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
5.2	Передача теплоты тепловым насосом и тепловой трубой	8	2	2					4	№ 5			
6	Раздел 6. Элементы химической термодинамики	20	2	2					16				
6.1	Законы термодинамики в термохимии	10	1	1					8				
6.2	Уравнение максимальной работы химической реакции	10	1	1					8				

2.2.2. ТЕМАТИЧЕСКИЙ ПЛАН ДИСЦИПЛИНЫ
для студентов заочной формы обучения

№ п/п	Название раздела, темы	Кол-во часов по дневной форме	Виды занятий и контроля										
			лекции		ПЗ		ЛР		Самостоят. работа	Тесты	Контрольные работы	ПЗ (С)	ЛР
			Аудит.	ДОТ	Аудит.	ДОТ	Аудит.	ДОТ					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	Всего	240	30	54	12	24	20	4	96	6	3	6	5
1	Раздел 1. Введение. Основные законы термодинамики	50	4	12	2	6	12	2	12				
1.1	Термодинамика идеального газа	24	2	4	2	2	8	2	4		Зад. № 1,2,3	№ 1	№ 1,2

1.2	Первый закон термодинамики	15	1	4		2	4		4		Зад.№ 4		№ 3
1.3	Второй закон термодинамики	11	1	4		2			4	№ 1			
2	Раздел 2. Реальные газы. Водяной пар	40	6	1 0	2	4	4	2	12				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1 3	14
2.1	Свойства и фазовые переходы реальных газов	4	1	1					2				
2.2	Характеристики и процессы водяного пара	10	2	2		2			4		Зад.№ 5,6		
2.3	Влажный воздух	4		2					2				
2.4	Термодинамика газового потока Истечение газа через сопло	14	2	4	2	2			4		Зад. № 7, 8	№ 2	
2.5	Расчет процессов дросселирования	8	1	1			4	2		№ 2			№ 4
3	Раздел 3. Компрессоры. Циклы тепловых двигателей	50	4	2 2	2	2			20				
3.1	Виды компрессоров и процессы в компрессоре	12	1	6					5		Зад. № 9		
3.2	Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС)	17	2	6	2	2			5		Зад. № 10	№ 3	
3.3	Циклы газотурбинных двигателей (ГТД)	12	1	6					5		Зад. № 11		
3.4	Циклы реактивного и ракетного двигателей	9		4					5	№ 3			
4	Раздел 4. Циклы паротурбинных	60	6	2 8		2		2	22				

	установок												
4.1	Идеальный и действительный циклы ПТУ	16	2	8		2			4		Зад.№ 12, 14		
4.2	Циклы ПТУ с промежуточным перегревом и регенеративным отбором пара	18	2	10				2	4		Зад. № 13, 15		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
4.3	Циклы парогазовой и атомной установок	14	2	6					6				
4.4	Циклы и устройства прямого преобразования теплоты в электроэнергию	12		4					8	№ 4			
5	Раздел 5. Циклы холодильных и теплонасосных установок	20	2	8					10				
5.1	Циклы воздушной и парокомпрессорной холодильных установок	11	2	4					5		Зад.№ 16, 17		
5.2	Передача теплоты тепловым насосом и тепловой трубой	9		4					5	№ 5			
6	Раздел 6. Элементы химической термодинамики	20		4					16				
6.1	Законы термодинамики в термохимии	10		2					8				
6.2	Уравнение максимальной работы химической реакции	10		2					8				

2.3. СТРУКТУРНО – ЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА ДИСЦИПЛИНЫ «ТЕРМОДИНАМИКА»



2.4. ВРЕМЕННОЙ ГРАФИК ИЗУЧЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

№ п/п	Название раздела (темы)	Продолжительность изучения раздела (темы) (из расчета – 4 часа в день)
1	Раздел 1. Основные законы термодинамики	12 дн.
2	Раздел 2 . Реальные газы. Водяной пар	10 дн.
3	Контрольная работа № 1	3 дн.
4	Раздел 3. Компрессоры. Циклы тепловых двигателей	12 дн.
5	Контрольная работа № 2	3 дн.
6	Раздел 4. Циклы паротурбинных установок	16 дн.
7	Раздел 5. Циклы холодильных и теплонасосных установок	5 дн.
8	Контрольная работа № 3	3 дн.
9	Раздел 6. Элементы химической термодинамики	5 дн.
	Итого:	69 дн.

2.5. Практический блок

2.5.1. Практические занятия

2.5.1.1. Практические занятия (очно – заочная форма обучения)

Номер и название раздела (темы)	Наименование тем практических занятий	Количество часов
1.1. Термодинамика идеального газа	Определение параметров смеси идеальных газов	2
2.4. Термодинамика газового потока	Расчет параметров газового потока и размеров сопла Лавалья	2
3.2. Циклы двигателей внутреннего сгорания	Определение параметров и показателей цикла ДВС	2
4.2. Циклы ПТУ с промежуточным перегревом и регенеративным отбором пара	Определение параметров цикла и показателей ПТУ с промежуточным перегревом пара	2
4.3. Циклы парогазовой и атомной установок	Расчет параметров цикла и показателей парогазовой установки	2
5.1. Циклы воздушной и парокомпрессорной холодильной установки	Определение параметров цикла показателей холодильной установки	2

2.5.1.2. Практические занятия (заочная форма обучения)

Номер и название раздела (тема)	Наименование тем практических занятий	Количество часов
1.1. Термодинамика идеальных газов	Определение параметров смеси идеальных газов	2
4.2. Циклы ПТУ с промежуточным перегревом и регенеративным отбором пара	Определение параметров цикла и показателей ПТУ с промежуточным перегревом пара	2

2.5.2. Лабораторный практикум

2.5.2.1. Лабораторные работы (очно – заочная форма обучения)

Номер и название раздела (темы)	Наименование лабораторной работы	Количество часов
1.1. Термодинамика идеального газов	№ 1. Определение теплоемкости воздуха методом протока (при $p = \text{const}$)	4
1.1. Термодинамика идеального газов	№ 2. Проверка температурной шкалы Кельвина	4
1.2. Первый закон термодинамики	№ 3. Определение показателя адиабаты воздуха $(k = \frac{c_p}{c_v})$	4
2.5. Расчет процессов дросселирования	№ 4. Исследование процесса дросселирования воздуха (эффект Джоуля - Томсона)	4
4.2. Циклы ПТУ с промежуточным перегревом и регенеративным отбором пара	№ 5. Исследование работы ПТУ по циклу Ренкина и регенеративному циклу	4

2.5.2.2. Лабораторные работы (заочная форма обучения)

Номер и название раздела (темы)	Наименование лабораторной работы	Количество часов
1.1. Термодинамика идеального газов	№ 1. Определение теплоемкости воздуха методом протока (при $p = \text{const}$)	4
1.2. Первый закон термодинамики	№ 3. Определение показателя адиабаты воздуха $k = \frac{c_p}{c_v}$	4
2.5. Расчет процессов дросселирования	№ 4. Исследование процесса дросселирования воздуха (эффект Джоуля-Томсона)	4

2.6. Балльно-рейтинговая система по дисциплине «Термодинамика»

Дисциплина «Термодинамика» состоит из двух частей. Первая часть дисциплины изучается в пятом семестре и завершается сдачей зачета. Первая часть курса содержит два раздела и восемь тем, при изучении которых следует выполнить четыре лабораторных работы и две контрольные работы по четыре задачи в каждой. После изучения каждой темы необходимо ответить на вопросы для самопроверки, а после завершения работы с разделом – на вопросы контрольного теста. Для подготовки к контрольному тесту предлагается пройти тренировочные тесты, их номера указаны в тематических планах.

За каждый вид самостоятельных работ начисляется определенное число баллов:

- за правильно выполненную лабораторную работу – 5 баллов;
- за правильно выполненные задания по контрольной работе в т.ч.:
 - за каждую задачу по первой работе – 5 баллов и за каждую задачу по второй работе – 10 баллов;
 - за каждый правильный ответ контрольного теста – 2 балла;
 - за выполнение творческой (научной) задачи – 10 баллов.

Таким образом при успешной работе с материалами первой части дисциплины «Техническая термодинамика» студент может получить максимальное количество баллов:

по очно – заочной форме обучения – тесты ($2 \times 20 = 40$) + лабораторные работы ($5 \times 4 = 20$) + контрольные работы $[(5 \times 4) + (10 \times 4) = 60]$ + творческая (научная) задача – 10 баллов = 130 баллов;

по заочной форме обучения – тесты ($2 \times 20 = 40$) + лабораторные работы ($5 \times 3 = 15$) + контрольной работы [$(5 \times 4) + (10 \times 4) = 60$] + творческая (научная) задача – 10 = 125 баллов.

Для получения зачета по первой части дисциплины в пятом семестре достаточно набрать более двух третей от максимальной суммы баллов – по очно - заочной форме обучения – 90 баллов и по заочной форме обучения – 80 баллов.

Изучение второй части дисциплины осуществляется в шестом семестре и завершается сдачей экзамена. Вторая часть дисциплины содержит четыре раздела и двенадцать тем, при изучении которых следует выполнить одну лабораторную и одну контрольную работу (четыре задачи). После изучения каждой темы необходимо ответить на вопросы для самопроверки, а после завершения работы с разделом – на вопросы тренировочного и контрольного тестов.

За каждый вид самостоятельной работы начисляется следующее число баллов:

- за правильно выполненную лабораторную работу – 5 баллов;
- за каждую правильно выполненную задачу контрольной работы – 10 баллов;
- за каждый правильный ответ контрольного теста – 2 балла;
- за выполнение творческой (научной) задачи – 10 баллов.

При успешной работе с материалами второй части дисциплины студент может получить максимальное количество баллов:

по очно – заочной форме обучения – тесты ($2 \times 40 = 80$) + лабораторная работа ($5 \times 1 = 5$) + контрольная работа ($10 \times 4 = 40$) + творческая (научная) задача (20) = 145 баллов;

по заочной форме обучения – тесты ($2 \times 40 = 80$) + контрольная работа ($10 \times 4 = 40$) + творческая (научная) задача (20) = 140 баллов.

Для получения допуска к экзамену нужно набрать более двух третей от этой суммы, т.е. более 95 баллов.

3.ИНФОРМАЦИОННЫЕ РЕСУРСЫ ДИСЦИПЛИНЫ

3.1. БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Основной:

1. Кириллин, В.А., Техническая термодинамика/ В.А.Кириллин, В.В.Сычев, А.Е. Шейндлин - М.: Наука, 1979, 1983.
- 2.Сборник задач по технической термодинамике / Т.Н. Андрианова, Б.В. Дзампов, В.Н. Зубарев и др. - М.: Изд. МЭИ, 2000.
3. Мурзаков, В.В. Основы технической термодинамики/ В.В. Мурзаков, - М.: Энергия, 1973.
4. Ривкин, С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник. – М.: Энергия, 1984.

Дополнительный:

5. Техническая термодинамика / под ред. В.И. Крутова. - М.: Высш. школа, 1991.
6. Анисимова, Т.М. Общая теплотехника / Т.М. Анисимова, Н.В. Потапова, пособие по решению задач. - Л.: СЗПИ, 1973.
7. h, s - диаграмма для водяного пара [Текст] (по справочнику А.А. Александрова, Б.А. Григорьева «Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара».-М., 1999). – Иваново [б. и.], 2003.-1 с. – [Диаграммы h, s для водяного пара].
8. Физические величины: справочник / под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова. - М.: Энергоатомиздат, 1991. – 214 с.
9. Чертов, А.Г. Физические величины – М.: Высш. школа, 1990. – 336с.
10. Дан, П.Д. Тепловые трубы / пер. с англ. П.Д. Дан, Д.А. Рей: -М.: Энергия, 1979. - 272с.
11. Васильев, Л.Л. Теплообменники на тепловых трубах/под ред. Р.И. Солоухина. - М.: Наука и техника, 1981.-143 с.

3.2. ОПОРНЫЙ КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕРМОДИНАМИКА»

Введение

Термодинамика – раздел естествознания, изучающий процессы взаимного превращения различных видов энергии в явлениях, которые происходят в окружающем нас мире. Термодинамика рассматривает процессы превращения тепловой и механической форм энергии в технических и технологических устройствах, действия которых связаны с использованием теплоты.

Термодинамика является теоретической основой теплоэнергетики, используются при разработке новых и совершенствовании существующих теплоэнергетических установок и тепловых двигателей, а также при создании высокоэффективных технологий, обеспечивающих экономное расходование топливно-энергетических ресурсов.

Структура дисциплины, ее разбивка на модули и темы представлены на структурно-логической схеме.

Рекомендуется следующий порядок учебной работы для студентов очно-заочной и заочной форм обучения:

- ознакомиться с содержанием и основными положениями раздела по опорному конспекту;
- изучить теоретический материал раздела по учебным пособиям [1, 3] (ссылки на страницы этих источников приводятся в программе), а также по другим источникам информации (ссылки по тексту);
- ответить на контрольные вопросы по разделу;
- пройти тестирование по разделу;
- выполнить контрольную работу по данному разделу;
- перейти к следующему разделу;
- пройти лабораторный практикум по курсу;
- представить контрольные работы для проверки;
- сдать зачет или экзамен.

Раздел 1. Основные законы термодинамики

Раздел содержит три темы, три лабораторные и одну контрольную работы (задачи № 1,2,3,4), вопросы для самопроверки и контрольный тест из десяти вопросов (№ 1). Максимально возможное число баллов по этому разделу составит 55 баллов для очно-заочной и заочной формам обучения.

1.1. Термодинамика идеального газа

Уравнение состояния идеального газа. Универсальная газовая постоянная. Удельная газовая постоянная. Нормальные физические условия. Молекулярно – кинетическая теория теплоемкости. Элементы квантовой теории теплоемкости. Истинная и средняя теплоемкости. Свойства теплоемкостей идеального газа. Связь между изохорной и изобарной теплоемкостями идеального газа

(закон Майера). Эмпирические формулы для теплоемкостей идеального газа. Таблицы значений истинной и средней теплоемкостей идеального газа.

Смеси идеальных газов. Закон Дальтона. Теплоемкость газовых смесей.

По теме выполняются практические занятия (№ 1), две лабораторные работы (№ 1,2), контрольная работа (задачи № 1,2,3). После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы можно найти в учебниках [1,3].

Основные понятия и определения термодинамики.

Прежде чем приступить к подробному изучению курса технической термодинамики следует ознакомиться с основными понятиями и определениями данной дисциплины.

1. Термодинамической системой (ТДС) называется совокупность тел, выделенная из окружающей среды (ОС) воображаемой или реальной поверхностью, через которую между ТДС и ОС может осуществляться обмен энергией ΔQ и веществом ΔM .

Известны три категории ТДС:

- а) при условиях $\Delta Q \neq 0$, $\Delta M \neq 0$ - ТДС называется открытой;
- б) при $\Delta Q \neq 0$, $\Delta M = 0$ - ТДС – закрытая;
- в) при $\Delta Q = 0$, $\Delta M = 0$ - ТДС изолирования.

2. В термодинамике простейшую ТДС называют рабочим телом (PT). Рабочее тело является необходимым посредником, способным воспринимать теплоту (холод) и совершать работу. В свою очередь PT делится на две категории:

- а) Идеальный газ – это материя, объемами микрочастиц которой и их взаимодействием между собой можно пренебречь (примеры: низкомолекулярные газы – водород, кислород, воздух, перегретый водяной пар и др.).
- б) Реальные газы – это материя, микрочастицы которой обладают конечными объемами и между собой дистанционно взаимодействуют (пример – высокомолекулярные углеводороды и др.).

3. Термодинамическое состояние ТДС, которое характеризуется всеми свойствами системы. Вообще состояние ТДС определяется ограниченным числом величин, называемых параметрами состояния. В газах и жидкостях при отсутствии химических реакций параметрами состояния являются:

температура – T , К; давление – p , Па; удельный объем – v , $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$.

Температура – это мера интенсивности беспорядочного теплового движения молекул. Абсолютная температура T связана со средней скоростью молекул w соотношением

$$\frac{mw^2}{2} = 2 \frac{kT}{2},$$

где $k = 1,381 \cdot 10^{-23}$ – постоянная Больцмана, m – масса молекулы. Единица измерения абсолютной температуры – Кельвин (К). Ноль шкалы Кельвина соответствует полному покою молекул. Практически широко применяется шкала Цельсия. Градус Цельсия равен градусу Кельвина; 0°C соответствует $273,15\text{ K}$.

Давление p – это сила, действующая со стороны газа или жидкости на единицу площади стенки по нормали к ней. Давление измеряется в паскалях

Па, $1\text{ Па} = 1 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$. 1 килопаскаль равен 10^3 Па, 1 мегапаскаль – это 10^6 Па.

Среднее атмосферное давление $p_0 = 1,013 \cdot 10^5\text{ Па} \approx 0,1\text{ МПа}$. Устаревшая единица давления – техническая атмосфера (ат). $1\text{ ат} = 0,98 \cdot 10^5\text{ Па} \approx 0,1\text{ МПа}$. Параметром состояния является полное (абсолютное) давление. Манометром измеряется давление, избыточное над атмосферным, $p_{\text{изб}} = p - p_0$.

Удельный объем v – это объем единицы массы рабочего тела (вещества).

Если объем газа V и масса m , то $v = \frac{V}{m}$, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$. Удельный объем связан с плотностью

газа ρ соотношением $v = \frac{1}{\rho}$.

Нормальные термодинамические параметры воздуха:

$$T_0 = 273,15\text{ K}; p_0 = 101,3 \cdot 10^3\text{ кПа}; v_0 = 0,770 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

4. Под термодинамическим процессом понимается совокупность последовательных состояний, через которую проходит ТДС при её взаимодействии с окружающей средой. Состояние ТДС может быть равновесным и неравновесным. Равновесным называется такое состояние ТДС, при котором во всех точках её объема все параметры состояния и физические свойства одинаковы. В противном случае ТДС называют неравновесным.

Все процессы, проходящие в ТДС, подразделяются на равновесные и неравновесные. Равновесными называются такие процессы, когда ТДС в ходе процесса проходит ряд последовательных равновесных состояний. Эти процессы протекают настолько медленно, что в каждый момент времени устанавливается равновесие.

Неравновесными называются такие процессы, при протекании которых ТДС не находится в состоянии равновесия.

Наряду с понятиями равновесности и неравновесности в термодинамике используют понятия обратимости и необратимости. Обратимость процесса состоит в том, что он может протекать и в прямом (например, расширение) и обратном (сжатие) направлениях так, что при этом и окружающая среда и ТДС проходят одни и те же состояния. Обратимый процесс в обратном направлении восстанавливает первоначальное состояние ТДС и ОС.

Необратимый процесс в прямом направлении проходит через одни состояния, в обратном – через другие, и в обратном направлении не восстанавливает первоначальное состояние ТДС и ОС. Чем медленнее развиваются процессы,

тем меньше влияние необратимости. Процесс может быть обратимым при условии, если его время осуществления стремится к бесконечности.

Все реальные процессы, протекающие в природе, являются неравновесными. По этой причине эти процессы лишь с той или иной степенью точности могут описываться закономерностями, справедливыми для равновесных процессов.

В термодинамике в первую очередь рассматриваются равновесные процессы и равновесные состояния, которые могут быть количественно описаны соответствующими уравнениями термодинамики.

5. Внутренняя энергия U – это энергия, заключенная в рассматриваемой ТДС, которая представляет собой сумму кинетической энергии хаотичного движения микрочастиц системы. Внутренняя энергия является функцией параметров состояния, т.е. её изменение не зависит от формы пути процесса, а определяется лишь её значениями в конечном и начальном состояниях, т.е.

$$\Delta U = U_2 - U_1.$$

Обозначив массу рассматриваемой ТДС через m (кг) и поделив внутреннюю энергию системы U на её массу, можно получить выражение для энергии, приходящейся на единицу массы, которая называется удельной внутренней энергией

$$u = \frac{U}{m}.$$

6. Теплота и работа. Обмен энергией между ТДС и ОС может осуществляться в двух различных формах – в форме теплоты и в форме механической работы.

Теплота представляет собой микроскопическую форму обмена энергией между ТДС и ОС. В этом случае обмен происходит без изменения формы и объема ТДС, при этом меняются лишь значения давления и температуры в системе. Пример – подвод теплоты ΔQ извне (например – пламенем паяльной лампы) в газ, находящийся в замкнутой металлической емкости. В этом случае по мере подвода теплоты наблюдается рост температуры и давление газа, следовательно, происходит увеличение внутренней энергии газа U при неизменном объеме. Таким образом, в данном примере осуществляется обмен энергией между окружающей средой (паяльной лампой) и газом, находящимся внутри емкости.

Механическая работа – это макроскопическая форма обмена энергией между ТДС и ОС. В этом процессе происходит изменение значений всех параметров состояния. В результате изменения (расширения) объема ТДС совершается механическая работа по преодолению сопротивления окружающей среды. Из механики известно, что работа равна произведению силы на пройденный

путь в направлении действия данной силы. Величина этой работы пропорциональна давлению газа p и приращению объема ΔV при расширении. Пример – нагрев извне газа (например, пламенем той же паяльной лампы), находящегося в вертикальном цилиндре с подвижным поршнем. В этом случае подвод теплоты из ОС обуславливает рост температуры и давления газа внутри емкости (в ТДС), что сопровождается подъемом поршня вверх в результате расширения газа. При этом совершается механическая работа по преодолению силы тяжести поршня. Обозначив эту работу через ΔL , её можно выразить в виде следующей зависимости $\Delta L = F \cdot \Delta h$, где $F = p \cdot f$ - сила давления газа на поршень, f - площадь поперечного сечения поршня, Δh - высота подъема поршня в результате расширения газа. Учитывая, что $f \cdot \Delta h = \Delta V$ - приращение объема газа внутри цилиндра, выражение для работы можно представить в виде

$$\Delta L = p \Delta V .$$

Производя предельный переход в последнем выражении, его можно представить в дифференциальной форме

$$\delta L = p dV .$$

Это уравнение выражает элементарную термодинамическую работу расширения ТДС. Соответствующую удельную работу, т.е. отнесенную к 1 кг газа, можно представить уравнением

$$\frac{\delta L}{m} = p \frac{dV}{m} \Rightarrow \delta l = p \cdot dv . \quad (1.1)$$

7. Функцией состояния ТДС называется такая физическая характеристика системы, изменение которой при переходе системы из одного состояния в другое не зависит от вида соответствующего этому переходу термодинамического процесса и определяется значениями параметров начального и конечного состояния.

(Как было отмечено выше, теплота Q и работа L представляют собой различные формы обмена внутренней энергией между ТДС и ОС. Для этих двух функций их бесконечно малое приращение в термодинамике принято обозначать оператором « δ », в отличие от дифференциала функций состояния, которые обозначаются оператором « d »).

Функциями состояния являются, прежде всего, известные нам параметры состояния p , v , T и внутренняя энергия U . Рассмотрим еще несколько функций состояния, имеющих широкое распространение.

8. Энтальпия. Наряду с внутренней энергией U в термодинамике важную роль играет величина, называемая энтальпией

$$H = U + pV .$$

где первое слагаемое в правой части, как известно, представляет сумму кинетической энергии микрочастиц системы, второе слагаемое – потенциальную энергию взаимодействия микрочастиц системы, следовательно, левая часть составляет полную энергию.

Удельная энтальпия $h = \frac{H}{m}$ выражается зависимостью:

$$h = u + pv.$$

9. Энтропией называется функция состояния S , дифференциал которой для элементарного термодинамического процесса равен отношению бесконечно малого количества теплоты δQ сообщаемого системе, к абсолютной температуре последней

$$dS = \frac{\delta Q}{T}.$$

Энтропия может быть определена только с точностью до аддитивной произвольной постоянной

$$S = \int \frac{\delta Q}{T} + S_0,$$

S_0 – константа интегрирования.

Удельная энтропия $s = \frac{S}{m}$ - имеет размерность $(\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}})$. Выразим основное соотношение, используя понятие удельной энтропии:

$$ds = \frac{\delta q}{T} \text{ или } \delta q = T \cdot ds. \quad (1.2)$$

Введение данной функции состояния значительно облегчает анализ термодинамических процессов. Физическая сущность энтропии – есть мера необратимого рассеяния энергии.

1.1.1. Законы идеального газа

При теоретическом изучении термодинамического состояния идеального газа используется ряд физических законов:

1. Закон Бойля-Мариотта – произведение абсолютного давления газа на его удельный объем, при $T = \text{const}$, есть величина постоянная ($pv = \text{const}$).

Таким образом, для двух последовательных состояний газа согласно этому закону, имеем:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = \text{const} \Rightarrow \frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1} \Rightarrow \frac{p_1}{p_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \text{const}$$

2. Закон Гей-Люссака – отношение удельного объема газа, при $p = \text{const}$, к абсолютной температуре есть величина постоянная ($\frac{v}{T} = \text{const}$).

Тогда для двух последовательных состояний газа имеем:

$$\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2} = \text{const}, \Rightarrow \frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}, \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{\rho_1}{\rho_2}.$$

3. Закон Шарля - при $v = \text{const}$ отношение температуры к давлению есть величина постоянная ($\frac{T}{p} = \text{const}$). Для двух последовательных состояний имеем:

$$\frac{T_1}{p_1} = \frac{T_2}{p_2}.$$

4. Закон Авогадро – при одинаковых давлениях и температурах в равных объемах различных идеальных газов содержится одинаковое число молекул, что то же самое при одинаковых давлениях и температурах один моль различных газов занимает одинаковый объем. При нормальных физических условиях по закону Авогадро объем одного киломоля идеального газа составляет $V_m = 22,4 \text{ м}^3$.

1.1.2. Уравнение состояния

Параметры состояния термодинамической системы связаны между собой зависимостью, которая называется уравнением состояния. Это уравнение устанавливает функциональную зависимость параметров состояния $f(p, T, v) = 0$. С математической точки зрения функция $f(p, T, v) = 0$ в трехмерном пространстве описывает конкретную поверхность, каждая точка на которой отображает равновесные состояния ТДС. Эта поверхность называется термодинамической поверхностью. Уравнение состояния позволяет символично выразить каждый из параметров через два других параметра, т.е.

$$p = f_1(v, T); v = f_2(p, T); T = f_3(p, v).$$

Следует отметить, что современная физика пока не располагает универсальным уравнением состояния для всех форм материальных тел. На сей день имеется ряд эмпирически установленных зависимостей для некоторых категорий материальных тел, описывающих их термодинамическое состояние.

Для идеального газа эта зависимость называется уравнением Клапейрона-Менделеева и имеет вид:

$$pV = m \left(\frac{R_0}{\mu_r} \right) T, \quad (1.3)$$

где p – давление, (Па); V – объем газа, (м^3); m – масса газа, (кг); $R_0 = 8314$ ($\frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$) - универсальная газовая постоянная, μ_r – молярная масса газа, ($\frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$); T – абсолютная температура, (К).

Путем введения понятия удельного объема $v = \frac{V}{m}$, то уравнение (1.3) можно написать в виде

$$p \cdot v = R_2 \cdot T, \quad (1.4)$$

где $R_2 = \frac{R_0}{\mu_2}$, ($\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$),- удельная газовая постоянная, характеризует физические свойства конкретного газа. Для некоторых газов их свойства представлены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Газ	μ , кг/кмоль	R , Дж/(кг К)	ρ_0 , кг/м ³
Водород Н ₂	2	4124	0,09
Гелий He	4	2077	0,18
Азот N ₂	28	297	1,25
Кислород O ₂	32	260	1,43
Воздух	29,1	287	1,29
Углекислый газ CO ₂	44	190	1,81
Водяной пар H ₂ O	18	462	0,71

Для реальных газов, в которых необходимо учитывать межмолекулярные силы взаимодействия и нельзя пренебрегать объемами молекул. Соответствующее уравнение состояния было предложено Ван-дер-Ваальсом, которое имеет вид

$$\left(P + \frac{a}{v^2} \right) \cdot (v - b) = RT, \quad (1.5)$$

где a – учитывает силу взаимодействия молекул, b – представляет собой суммарный объем молекул.

Теплоемкость

Теплоемкостью C называют отношение подведенного к телу количества теплоты ΔQ к достигнутой при этом разности температур тела ΔT :

$$C = \frac{\Delta Q}{\Delta T}. \quad (1.6)$$

Отношение теплоемкости тела к его массе m есть удельная теплоемкость

$$c = \frac{\Delta Q}{\Delta T m} = \frac{\delta q}{\Delta T}. \quad (1.7)$$

Произведя предельный переход в последнем выражении, приходим к формуле

$$c = \frac{\delta q}{dT}, \quad (1.8)$$

которая позволяет определить истинную теплоемкость.

Последнюю формулу еще можно представить в виде

$$\delta q = c \cdot dT. \quad (1.9)$$

Теплоемкость является функцией термодинамических процессов и меняется в пределах $-\infty \leq c \leq +\infty$.

Для газообразных тел различают два вида удельной теплоемкости: если теплота к телу подводится при неизменном объеме, в этом случае речь идет о теплоемкости при постоянном объеме, которая называется изохорной теплоемкостью и обозначается c_v , а в случае подвода теплоты при постоянном давлении, теплоемкость называется изобарной теплоемкостью и имеет обозначение c_p . Связь между этими значениями теплоемкости выражается законом Майера

$$c_p - c_v = R_2, \quad (1.10)$$

где, как и прежде, $R_2 = \frac{8314}{\mu_2}$ газовая постоянная, зависящая от физических свойств газа; μ_2 – мольная масса газа.

Теплоемкость зависит от температуры. Эту зависимость приближенно можно выразить полиномом следующего вида:

$$c = \sum a_i \cdot t^i \quad i=0, 1, 2, 3, \quad (1.11)$$

где a_i – коэффициенты аппроксимации, зависящие от физической природы рассматриваемого газа; t – температура, $^{\circ}\text{C}$.

В практических расчетах при определении количества теплоты обычно применяют так называемые средние теплоемкости c_m . Средней теплоемкостью c_m данного процесса в интервале температур t_1 и t_2 называется отношение количества теплоты q_{1-2} , переданной в процессе 1-2, к достигнутой при этом разности температур тела ($t_2 - t_1$)

$$c_m = \frac{q_{1-2}}{t_2 - t_1}. \quad (1.12)$$

Количество теплоты q_{1-2} определяется путем интегрирования выражения (1.9) в пределах температур t_1 и t_2 по формуле

$$q_{1-2} = \int_{t_1}^{t_2} c \cdot dt. \quad (1.13)$$

Рассматривая совместно выражения (1.13 и 1.12) можно получить конкретную формулу для определения средней теплоемкости

$$c_m = \left(\frac{1}{t_2 - t_1} \right) \int_{t_1}^{t_2} c \cdot dt . \quad (1.14)$$

В зависимости от метода учета количества вещества, из которого состоит рабочее тело, теплоемкость можно выразить в трех видах:

c - массовая теплоемкость, Дж / (кг·К);

c' - объемная теплоемкость, Дж / (м³·К);

μc - молярная теплоемкость, Дж / (кмоль·К).

Существует связь между указанными значениями теплоемкости:

$$\begin{aligned} c &= \frac{\mu c}{\mu}; \\ c' &= \frac{\mu c}{22,4}; \\ c' &= \frac{c}{\nu_0}, \end{aligned} \quad (1.15)$$

где 22,4 м³ - объем, занимаемый киломолем газа при нормальных условиях; $p_o = 1013250$ Па; $T_o = 273$ К; $\nu_o = 0,770$ м³/кг – удельный объем газа, м³/кг.

Среднюю теплоемкость определяют при помощи специальных таблиц (см. приложения П.2-П.4). Для этого необходимо воспользоваться следующей

формулой:

$$c_m \Big|_{t_2}^{t_1} = \frac{c_m \Big|_0^{t_2} \cdot t_2 - c_m \Big|_0^{t_1} \cdot t_1}{t_2 - t_1}, \quad (1.16)$$

где $c_m \Big|_0^{t_1}$ и $c_m \Big|_0^{t_2}$ берутся из таблицы для соответствующего газа.

Следующие обозначения теплоемкости являются стандартными:

c_{pm} - средняя удельная изобарная массовая теплоемкость;

c'_{pm} - средняя удельная изобарная объемная теплоемкость;

μc_{pm} - средняя удельная изобарная молярная теплоемкость;

c_{vm} - средняя удельная изохорная массовая теплоемкость;

c'_{vm} - средняя удельная изохорная объемная теплоемкость;

μc_{vm} - средняя удельная изохорная молярная теплоемкость.

Смеси идеальных газов

Если в замкнутый объем поместить несколько между собой химически инертных газов, то в результате их механического перемешивания образуется субстанция с новыми термодинамическими свойствами, которая называется газовой смесью.

Если обозначить массу, объем и давление газовой смеси соответственно $m_{см}$, $V_{см}$ и $p_{см}$, то эти параметры можно выразить через соответствующие параметры компонентов, составляющих эту смесь:

$$m_{см} = m_1 + m_2 + \dots + m_n = \sum m_i - \text{масса смеси};$$

$$V_{см} = V_1 + V_2 + \dots + V_n = \sum V_i - \text{объем смеси};$$

$$p_{см} = p_1 + p_2 + \dots + p_n = \sum p_i - \text{давление смеси, (закон Дальтона)}$$

В вышеприведенных формулах суммирование ведется в пределах: $i=1, 2 \dots n$, где n - число компонентов, из которых состоит газовая смесь;

m_i – масса i -го компонента; V_i , p_i – приведенный объем и парциальное давление i -го компонента смеси.

В термодинамике применяются следующие понятия:

$$\gamma_i = \frac{m_i}{m_{см}} - \text{массовая доля } i\text{-го компонента};$$

$$r_i = \frac{V_i}{V_{см}} - \text{объемная доля } i\text{-го компонента}.$$

Очевидна правомерность следующих равенств: $\sum_{i=1}^n \gamma_i = 1$ и $\sum_{i=1}^n r_i = 1$, где

суммирование ведется по $i=1, 2 \dots n$.

Мольная (кажущаяся) масса смеси определяется по одной из следующих формул

$$\mu_{см} = \sum_{i=1}^n (r_i \cdot \mu_i); \quad \mu_{см} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\gamma_i}{\mu_i}}. \quad (1.17)$$

Газовая постоянная смеси определяется по следующим формулам:

$$R_{см} = \frac{8314}{\sum_{i=1}^n (r_i \cdot \mu_i)}; \quad R_{см} = \sum_{i=1}^n (\gamma_i \cdot R_i), \quad (1.18)$$

где μ_i и $R_i = \frac{8314}{\mu_i}$ - соответственно мольная масса и газовая постоянная i -го компонента смеси.

Смесь количественно может быть задана в массовых γ_i и объемных r_i долях. Связь между γ_i и r_i выражается при помощи следующих формул:

$$\gamma_i = \frac{r_i \cdot \mu_i}{\sum_{i=1}^n (r_i \cdot \mu_i)}, \quad r_i = \frac{\frac{\gamma_i}{\mu_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{\gamma_i}{\mu_i}}. \quad (1.19)$$

В смеси, находящейся в термодинамическом равновесии, температура в пределах всего объема $V_{см}$ всюду одинакова, обозначим ее $T_{см}$. Если все компоненты газовой смеси соответствуют определению идеального газа, то термоди-

намическое состояние этой смеси описывается уравнением Клапейрона-Менделеева:

$$p_{см} \cdot V_{см} = m_{см} \cdot R_{см} \cdot T_{см}. \quad (1.20)$$

При тепловых расчетах часто приходится иметь дело со смесями газов. В подобных случаях возникает необходимость определения теплоемкости смеси. В термодинамических таблицах приводятся только теплоемкости отдельных компонентов смеси.

Существуют формулы, позволяющие определять эти величины. В зависимости от того, как задана смесь, удельную теплоемкость смеси можно рассчитывать при помощи формул:

смесь задана массовыми долями γ_i :

$$c_{vсм} = \sum_{i=1}^n \gamma_i \cdot c_{vi} - \text{изохорная массовая удельная теплоемкость смеси}; \quad (1.21)$$

$$c_{pсм} = \sum_{i=1}^n \gamma_i \cdot c_{pi} - \text{изобарная массовая удельная теплоемкость смеси}; \quad (1.22)$$

в случае задания смеси в объемных долях r_i :

$$c'_{vсм} = \sum_{i=1}^n r_i \cdot c'_{vi} - \text{изохорная объемная удельная теплоемкость смеси}; \quad (1.23)$$

$$c'_{pсм} = \sum_{i=1}^n r_i \cdot c'_{pi} - \text{изобарная объемная удельная теплоемкость смеси}, \quad (1.24)$$

где соответственно обозначают c_{vi} , c_{pi} , и c'_{vi} , c'_{pi} - массовые изохорная, изобарная и объемные изохорная, изобарная теплоемкости i -го компонента смеси, значения которых приведены в специальных таблицах в [9].

Вопросы для самопроверки

1. Какой газ называется идеальным?
2. Что такое нормальные физические условия? Какой объем занимает киломоль любого газа при нормальных физических условиях?
3. В чем сущность молекулярно-кинетической теории теплоемкости? Каковы основные недостатки этой теории?
4. В чем сущность квантовой теории теплоемкости? Какие преимущества имеет эта теория перед молекулярно-кинетической теорией теплоемкости?
5. Какова связь между истинной и средней теплоемкостями? Как вычислить теплоту процесса с помощью каждой из этих теплоемкостей?
6. Какими свойствами обладают теплоемкости идеального газа?
7. Как связаны изобарная и изохорная теплоемкости идеального газа?
8. В какой форме может быть задана зависимость теплоемкости идеального газа от температуры?
9. Какими способами может быть задана смесь идеальных газов?
10. Что такое кажущаяся мольная масса смеси идеальных газов?

11. Сформулируйте закон Дальтона. В каком случае справедлив этот закон?
12. Что такое парциальное давление и парциальный (приведенный) объем?
13. Как рассчитывается теплоемкость смеси идеальных газов при различных способах задания этой смеси?
14. Получите выражение для определения удельной газовой постоянной смеси идеальных газов.

1.2. Первый закон термодинамики

Термодинамическая система и окружающая среда. Изолированная и неизолированная термодинамические системы. Параметры состояния. Уравнение состояния. Термодинамическая поверхность. Термодинамический процесс. Равновесные и неравновесные процессы (взаимодействие). Теплота и работа как функции процесса. Внутренняя энергия и энтальпия как функции состояния термодинамической системы (рабочего тела).

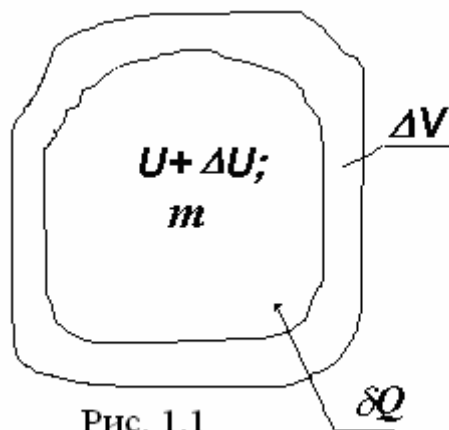
Свойства внутренней энергии и энтальпии идеального газа. Энтропия как функция состояния. Таблицы термодинамических свойств идеальных газов. Изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы с идеальным газом. Политропные процессы и их анализ. Расчет количества теплоты и изменения температуры по таблицам значений энтальпии и внутренней энергии идеального газа.

Закон сохранения и превращения энергии. Первый закон термодинамики. Различные аналитические выражения первого закона термодинамики. Краткая история открытия первого закона термодинамики.

По теме выполняется одна лабораторная работа (№ 3), контрольная работа (задача № 4). После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы также можно найти в учебниках [1,3].

Первый закон термодинамики установлен экспериментально на основании многовекового опыта человечества. Все процессы, происходящие в природе, протекают при строгом соблюдении этого закона.

Если к рабочему телу с массой m подводится теплота δQ , то при этом происходит, в общем случае, приращение внутренней энергии ΔU (рост температуры и давления) и совершается работа расширения δL против сил окружающей среды. Применительно к этому процессу можно записать зависимость, выражающую универсальный закон сохранения и превращения энергии:



$$\delta Q = \Delta U + \delta L. \quad (1.25)$$

Поделив обе части последнего уравнения на массу рабочего тела m и далее произведя предельный переход, получим следующую зависимость

$$\delta q = du + \delta l, \quad (1.26)$$

которая является математической записью первого закона термодинамики.

В литературе часто используются два варианта записи этого уравнения. В частности, используя формулу для элементарной работы расширения (1.1), выражение (1.26) можно представить в виде

$$\delta q = du + p \cdot dv. \quad (1.27)$$

Преобразуя второе слагаемое в правой части последнего уравнения

$$p dv = d(pv) - v dp,$$

подставив его в (1.27) получим следующую форму записи первого закона термодинамики

$$\delta q = dh - v \cdot dp. \quad (1.28)$$

Проанализируем некоторые характерные термодинамические процессы с помощью первого закона термодинамики.

а). Процесс протекает при постоянном удельном объеме ($v = \text{const.}, dv = 0$). Из уравнения (1.27) при $v = \text{const.}, dv = 0$ следует

$$\delta q = du.$$

Последнее выражение рассматриваем совместно с формулой (1.9)

$$\delta q = du;$$

$$\delta q = cdT.$$

В силу равенства левых частей этих выражений, приравниваем их правые части и учитывая что, при $v = \text{const}$, $c = c_v$, окончательно имеем

$$du = c_v dT. \quad (1.29)$$

б). Термодинамический процесс протекает при постоянном давлении ($p = \text{const}$, $dp = 0$). Для этого случая из (1.28) следует

$$\delta q = dh.$$

Рассматривая это выражение совместно с формулой (1.9), получаем систему уравнений

$$\delta q = dh,$$

$$\delta q = cdT.$$

Приравнивая правые части этих выражений, учитывая так же, что теплоемкость данного процесса $c = c_p$, приходим к следующей зависимости

$$dh = c_p dT. \quad (1.30)$$

В термодинамике идеального газа формулы (1.29 и 1.30), наряду с выражением для элементарной работы $\delta l = pdv$ (1.1), играют фундаментальную роль при анализе различных процессов.

Обратимые равновесные процессы в идеальных газах

Для вывода универсальной зависимости, связывающей параметры состояния в термодинамических процессах, воспользуемся следующими уравнениями (1.27, 1.28) первого закона термодинамики и с учетом выражений (1.1, 1.9, 1.29, 1.30) напишем их в виде:

$$c \cdot dT = c_v \cdot dT + p \cdot dv, \quad (a) \quad (1.31)$$

$$c \cdot dT = c_p \cdot dT - v \cdot dp. \quad (б) \quad (1.32)$$

Разделив уравнение (б) на уравнение (а), найдем

$$\frac{c - c_p}{c - c_v} = \frac{-v \cdot dp}{p \cdot dv}. \quad (1.33)$$

Введем обозначение $\frac{c - c_p}{c - c_v} = n$. После интегрирования (1.33) и ряда несложных алгебраических преобразований, получаем

$$p \cdot v^n = \text{const}. \quad (1.34)$$

Последнее уравнение является уравнением политропного процесса, где n называется показателем политропы, который меняется в пределах $-\infty < n < \infty$. Политропным называется процесс, в котором происходит изменение всех термодинамических функций состояния, за исключением удельной теплоемкости, которая остается постоянной величиной в течение данного процесса.

Решая зависимость $\frac{c - c_p}{c - c_v} = n$ относительно c , находим выражение для удельной теплоемкости политропного процесса

$$c = c_v \frac{n - k}{n - 1}, \quad (1.35)$$

$k = \frac{c_p}{c_v}$ - показатель адиабаты.

Из выражения (1.35) следует, что теплоемкость ТДС (рабочего тела) зависит от характера протекающего термодинамического процесса (на что указывает показатель политропы n) и от физических свойств рабочего тела через коэффициент показателя адиабаты k)

Рассматривая формулу (1.34) совместно с уравнением состояния $p \cdot v = R_2 \cdot T$, можно представить ее еще в следующих эквивалентных формах:

$$T \cdot v^{n-1} = \text{const}; T^n \cdot p^{1-n} = \text{const}. \quad (1.36)$$

Изопараметрические процессы

Большое значение для теоретических исследований и решения практических задач имеют так называемые изопараметрические процессы, протекающие при постоянном (фиксированном) значении одного из параметров состояния и адиабатный процесс, который протекает без теплообмена с окружающей средой.

Термодинамические процессы удобно иллюстрировать в виде соответствующих линий (кривых) процесса на двумерных фазовых диаграммах. Широ-

кое распространение имеют pv -, Ts -, hs -диаграммы, которые условно показаны на рис. 1.2.

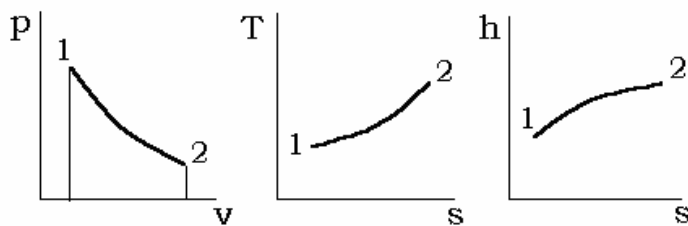


Рис. 1.2

В общем случае расчет любого термодинамического процесса 1-2 при заданных начальных параметрах (p_1, v_1, T_1) должен сводиться к определению конечных параметров (p_2, v_2, T_2) состояний газа (рабочего тела) и вычислению участвующей в процессе теплоты q_{1-2} , изменению внутренней энергии $\Delta u = u_2 - u_1$, энтальпии $\Delta h = h_2 - h_1$, энтропии $\Delta s = s_2 - s_1$ и работе деформации объема рабочего тела l_{1-2} . Таким образом, рассматриваемый процесс однозначно характеризуется значениями следующих функций процесса, параметров состояния и функций состояния:

$$(p_1, v_1, T_1, p_2, v_2, T_2, \Delta u, \Delta h, \Delta s, q_{1-2}, l_{1-2}). \quad (1.37)$$

Очевидно, что перечисленный спектр величин должен быть дополнен сведениями о физической природе рабочего тела (c_p, c_v, μ_2 и т.д.).

Следует отметить, что на pv -диаграмме линии процесса описываются уравнением $p \cdot v^n = \text{const}$. (Каждому термодинамическому процессу соответствует свое значение показателя политропы n).

Определим уравнение, описывающее линии процесса на Ts -диаграмме.

Для этого рассмотрим совместно следующие выражения (1.9) и (1.2):

$$\begin{aligned} \delta q &= cdT, \\ \delta q &= Tds. \end{aligned}$$

Учитывая равенство левых частей этих выражений, приравниваем их правые части:

$$cdT = Tds.$$

В полученном дифференциальном уравнении производим разделение переменных и осуществляем интегрирование

$$dT/T = ds/c \Rightarrow \int_{T_1}^T dT/T = \int_{s_1}^s ds/c \Rightarrow T = T_1 \cdot \exp\left(\frac{s - s_1}{c}\right), \quad (1.38)$$

где T_1, s_1 – соответствуют началу процесса; c – теплоемкость рассматриваемого процесса.

Ниже приведены математические зависимости и фазовые диаграммы, необходимые для анализа и осуществления соответствующих расчетов при исследовании конкретных изопараметрических процессов.

При анализе каждого из изопараметрических процессов необходимо определить значения показателя политропы, теплоемкости процесса и изменения функций состояния, а также величину теплоты, принимающей участие в данном процессе и работу расширения, совершаемый ТДС при протекании рассматриваемого процесса.

I. Изохорный процесс $v=\text{const}, dv=0$.

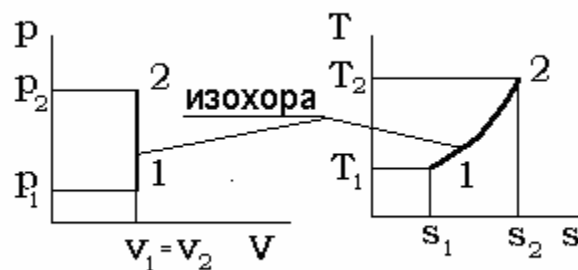


Рис. 1.3

В уравнении линии процесса $p \cdot v^n = \text{const}$, ($p^{1/n} v = \text{const}$) условие $v = \text{const}$ удовлетворяется при $n = \infty$, а теплоемкость изохорного процесса в соответствии с выражением равна $c = c_v \frac{n - k}{n - 1} = c_v$.

Из уравнения состояния идеального газа $p \cdot v = R_2 \cdot T$ (при условии $v = \text{const}$) следует

$$\frac{p}{T} = \frac{R_2}{v} = \text{const} \Rightarrow \frac{p}{T} = \frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} \Rightarrow p_1 T_2 = p_2 T_1.$$

Перечень величин, представленных в выражении (1.37) в изохорном процессе, взаимосвязан следующими соотношениями:

$$p_1 \cdot T_2 = p_2 \cdot T_1; \quad (1.39)$$

$$\int_1^2 \delta l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = 0 \Rightarrow l_{1-2} = 0, v_1 = v_2; \quad (1.40)$$

$$\int_1^2 \delta q = \int_{u_1}^{u_2} du + \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{u_1}^{u_2} du \Rightarrow q_{1-2} = u_2 - u_1; \quad (1.41)$$

$$\int_{u_1}^{u_2} du = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT \Rightarrow \Delta u = u_2 - u_1 = c_v \cdot (T_2 - T_1); \quad (1.42)$$

$$\int_{h_1}^{h_2} dh = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT \Rightarrow \Delta h = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1); \quad (1.43)$$

$$\int_{s_1}^{s_2} ds = \int \frac{du + p dv}{T} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v dT}{T} \quad \Delta s = s_2 - s_1 = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}; \quad (1.44)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \exp\left(\frac{s_2 - s_1}{c_v}\right). \quad (1.45)$$

II. Изобарный процесс $p = \text{const}$, $dp = 0$

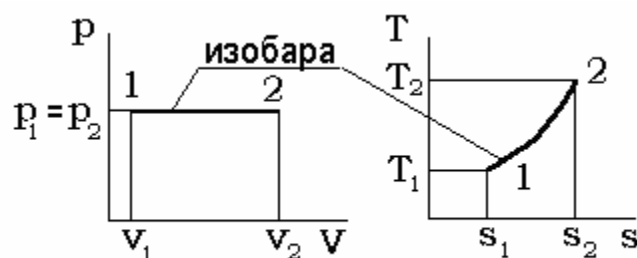


Рис. 1.4

В уравнении политропного процесса $p \cdot v^n = \text{const}$, условие $p = \text{const}$ удовлетворяется при $n = 0$; теплоемкость равна $c = c_v \frac{n - k}{n - 1} = c_p$.

Из уравнения состояния $p \cdot v = R_c \cdot T$ (при условии $p = \text{const}$) следует $\frac{v}{T} = \frac{R_c}{p} = \text{const}$, $\frac{v}{T} = \frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2} \Rightarrow v_1 T_2 = v_2 T_1$.

Соотношения между величинами, представленными в перечне (1.37), определяются путем интегрирования соответствующих выражений, как это производилось при рассмотрении изохорного процесса и имеют окончательный вид:

$$v_1 \cdot T_2 = v_2 \cdot T_1; \quad (1.46)$$

$$q_{1-2} = h_2 - h_1; \quad (1.47)$$

$$l_{1-2} = p_1 \cdot (v_2 - v_1) = p_2 \cdot (v_2 - v_1); \quad (1.48)$$

$$\Delta u = u_2 - u_1 = c_v \cdot (T_2 - T_1); \quad (1.49)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1); \quad (1.50)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.51)$$

III. Изотермический процесс $T = \text{const}$, $dT = 0$.

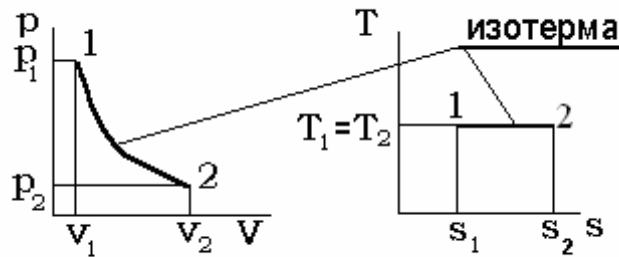


Рис. 1.5

В уравнении политропного процесса $T \cdot v^{n-1} = \text{const}$, условие $T = \text{const}$ удовлетворяется при $n = 1$, а теплоемкость для этого случая определяется из выражения $c = c_v \frac{n-k}{n-1} = \infty$.

Из уравнения состояния $p \cdot v = R_2 \cdot T$ (при условии $T = \text{const}$) следует $p \cdot v = R_2 \cdot T = \text{const}$, $p_1 v_1 = p_2 v_2 \Rightarrow p_1 v_1 = p_2 v_2$.

Перечень величин (1.37) в изотермическом процессе взаимосвязан следующими соотношениями:

$$p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2; \quad (1.52)$$

$$l_{1-2} = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2}; \quad l_{1-2} = R_2 T_1 \ln \frac{v_1}{v_2} \quad (1.53)$$

$$q_{1-2} = l_{1-2}; \quad (1.54)$$

$$\Delta u = u_2 - u_1 = 0; \quad (1.55)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = 0; \quad (1.56)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = R_2 \ln \frac{v_2}{v_1}; \quad (1.57)$$

$$T_2 = T_1. \quad (1.58)$$

IV. Адиабатный процесс

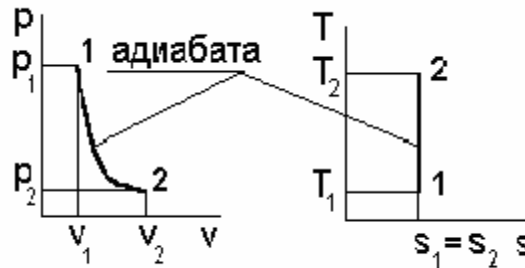


Рис. 1.6

Адиабатный процесс протекает без теплообмена с окружающей средой, при соблюдении условия $\delta q = 0$. Из выражения (1.8) при условии $\delta q = 0$, следует $c = \frac{\delta q}{\Delta T} = \frac{0}{\Delta T} = 0$, т.е. теплоемкость адиабатного процесса $c = 0$.

Из (1.1) $ds = \frac{\delta q}{T}$ вытекает, что $ds = 0$, $s = \text{const}$. Следовательно, в адиабатном

процессе энтропия не изменяется. В соответствии с выражением $n = \frac{c - c_p}{c - c_v}$, по-

казатель политропы при адиабатном процессе будет равен $n = \frac{0 - c_p}{0 - c_v} = \frac{c_p}{c_v}$, ко-

торый обозначается $k = \frac{c_p}{c_v}$, как было отмечено выше, и называется показате-

лем адиабаты. Уравнение, описывающее адиабатный процесс, имеет вид $p \cdot v^k = \text{const}$, из которого следует $p v^k = p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$.

Перечень величин (1.37) при адиабатном процессе должен удовлетворять следующим соотношениям

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k; \quad (1.59)$$

$$T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}; \quad (1.60)$$

$$T_1^k p_1^{k-1} = T_2^k p_2^{k-1}; \quad (1.61)$$

$$l_{1-2} = u_1 - u_2; \quad (1.62)$$

$$l_{1-2} = R_2 \frac{T_1 - T_2}{k-1}; \quad (1.63)$$

$$\Delta u = u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1); \quad (1.64)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1); \quad (1.65)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = 0, \quad s_2 = s_1. \quad (1.66)$$

V. Политропные процессы

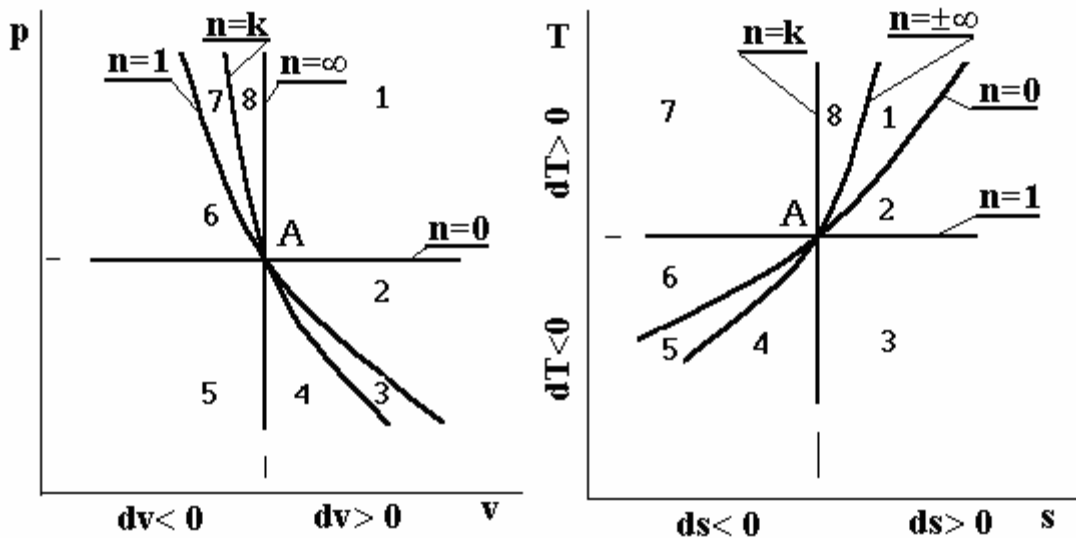


Рис. 1.7

Выше было отмечено, что термодинамические процессы, которые описываются уравнением $p \cdot v^n = \text{const}$, называются политропными. В этом уравнении показатель политропы меняется в пределах $-\infty < n < +\infty$. Представим объединенную картину линий изопараметрических процессов в p - v -, T - s -диаграммах, приняв за начало всех процессов (как в сторону расширения, так и в сторону сжатия) произвольную точку A . На этом рисунке приведены соответственно: изохора ($n = \pm\infty$), изобара ($n = 0$), изотерма ($n = 1$), адиабата ($n = k$). Эти изолинии делят координатную плоскость на 8 областей, в пределах каждой из которых все термодинамические процессы обладают общностью определенных свойств. Все процессы, начинающиеся в точке A , и происходящие в областях 1, 2, 3, 4, сопровождаются расширением рабочего тела ($dv > 0$), следовательно, при этом со-

вершается положительная работа $\delta l = p \cdot dv$, а процессы, происходящие в областях 5, 6, 7 и 8 ($dv < 0$), имеют отрицательную работу (в этих случаях работа совершается над системой внешними силами).

Процессы, совершающиеся в областях 1, 2, 3 и 8, протекают с подводом теплоты извне ($ds > 0$), а в областях 4, 5, 6 и 7 - с отводом теплоты ($ds < 0$).

Изотерма ($n=1$) делит рассматриваемое поле координатной плоскости на две части: в областях 1, 2, 7, 8 процессы протекают с повышением температуры ($dT > 0$), а в областях 3, 4, 5, 6 процессы протекают с понижением температуры ($dT < 0$). В области 3 между изотермой ($n=1$) и адиабатой ($n=k$) при подводе теплоты ($ds > 0$), происходит падение температуры ($dT < 0$), а при отводе теплоты ($ds < 0$) в области 7 происходит повышение температуры ($dT > 0$).

Все соотношения, вытекающие из уравнений политропных процессов $p \cdot v^n = \text{const}$; $T \cdot v^{n-1} = \text{const}$; $T^n \cdot p^{1-n} = \text{const}$, должны быть аналогичными соотношениям, вытекающим из соответствующих уравнений адиабатного процесса и получаются путем замены показателя адиабаты k на показатель политропы n . Однако при этом необходимо иметь в виду, что теплоемкость политропного процесса определяется по формуле $c = c_v \frac{n-k}{n-1}$, а также теплота, участвующая в процессе, в этом случае определяется исходя из уравнения первого закона термодинамики

$$q_{1-2} = u_2 - u_1 + l_{1-2} = \left(c_v - \frac{R_2}{n-1} \right) (T_2 - T_1).$$

Перечень величин (1.37) в политропном процессе должен удовлетворять следующим соотношениям

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n; \quad (1.67)$$

$$T_1 v_1^{n-1} = T_2 v_2^{n-1}; \quad (1.68)$$

$$T_1^n p_1^{1-n} = T_2^n p_2^{1-n}; \quad (1.69)$$

$$l_{1-2} = u_1 - u_2 = R_2 \frac{T_1 - T_2}{n-1}; \quad (1.70)$$

$$\Delta u = u_2 - u_1 = c_v \cdot (T_2 - T_1); \quad (1.71)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1); \quad (1.72)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \left(c_v \frac{n - k}{n - 1} \right) \ln \frac{T_2}{T_1}; \quad (1.73)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \left(c_p \frac{n - k}{n} \right) \ln \frac{p_2}{p_1}; \quad (1.74)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = (c_v (n - k)) \ln \frac{v_1}{v_2}; \quad (1.75)$$

$$q_{1-2} = u_2 - u_1 + l_{1-2} = \left(c_v - \frac{R_g}{n - 1} \right) (T_2 - T_1). \quad (1.76)$$

Вопросы для самопроверки

1. Что такое рабочее тело? Почему в качестве рабочего тела используются вещества в газообразном (парообразном) состоянии?
2. Что такое параметр состояния? Являются ли параметры состояния независимыми величинами?
3. В чем состоит взаимодействие между системой и окружающей средой?
4. Какие процессы называются равновесными и какие неравновесными?
5. Что такое термодинамическая поверхность?
6. Как вычисляется теплота и работа? Функциями чего являются эти величины?
7. Дайте определение внутренней энергии энтальпии и энтропии. Функцией чего являются эти величины?
8. Какие термодинамические диаграммы чаще всего применяют на практике и почему?
9. Чему равна площадь под кривой процесса на pv – диаграмме?
10. Сформулируйте первый закон термодинамики.
11. Запишите различные аналитические выражения первого закона термодинамики.
12. Какова история открытия первого закона термодинамики?

1.3. Второй закон термодинамики

Прямые и обратные циклы. Термический КПД, коэффициент трансформации теплоты, холодильный коэффициент. Цикл Карно и его циклический КПД. Теорема Карно. Регенеративные цикл. Влияние необратимости на процесс преобразования теплоты в работу.

Второй закон термодинамики. Аналитическое выражение второго закона термодинамики для обратимых и необратимых процессов. Необратимый адиабатный процесс. Эксергия как мера работоспособности. Эксергия теплоты. Потери эксергии в необратимых процессах. Эксергетический КПД. Статистическое истолкование второго закона термодинамики. Энтропия и вероятность. Пределы применимости второго закона термодинамики.

Изменение энтропии идеального газа. Ts – диаграмма газа и ее свойства; hs – диаграмма идеального газа. Таблицы энтропии идеальных газов. Термодинамическая шкала температур. Абсолютный нуль температуры.

По теме не предусмотрены лабораторные и контрольные работы. После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы так же можно найти в учебниках [1,3].

1.3.1. Круговые процессы

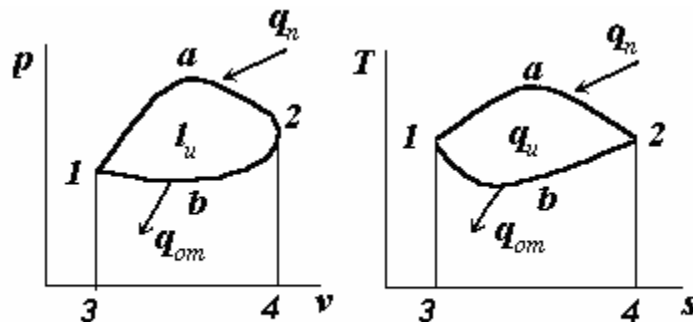


Рис. 1.8

Совокупность процессов, в результате которых термодинамическая система, выведенная из некоторого состояния, возвращается в исходное состояние, называется круговым процессом (циклом). Цикл, протекающий в направлении движения часовой стрелки, называется прямым. По этому циклу работают тепловые машины-двигатели. Цикл – протекающий против хода часовой стрелки, называется обратным. По нему работают холодильные машины, тепловые насосы и др.

Проанализируем течение прямого цикла. На pv -, Ts - диаграммах изображен цикл, состоящий из двух последовательных процессов $1-a-2$ и $2-b-1$. За счет подвода теплоты q_n к рабочему телу в процессе $1-a-2$ термодинамическая система (рабочее тело) расширяется ($v_1 < v_2$), при этом производится работа l_{1-a-2} , которая численно равна площади фигуры f_1 под линией процесса $1-a-2$ ($f_1 = 1-a-2-4-3-1$). Далее следует процесс сжатия $2-b-1$, который возможен лишь при отводе

теплоты q_{om} от рабочего тела (без отвода теплоты q_{om} сжатие будет происходить по линии $2-a-1$). При сжатии системы внешние силы совершают работу l_{2-6-1} , численно равную площади фигуры f_2 под линией процесса $2-b-1$ ($f_2=2-b-1-3-4-2$). Очевидно, что разность площадей (f_1-f_2) равна площади замкнутой фигуры ($1-a-2-b-1$), которая численно равна работе, называемой работой цикла $l_{ц}$.

Если учесть, что на Ts -диаграмме площадь под линией процесса численно равна теплоте, участвующей в данном процессе, то аналогичные рассуждения применительно к приведенной выше Ts -диаграмме приводят к выводу, что площадь замкнутой фигуры ($1-a-2-b-1$) численно равна теплоте цикла $q_{ц} = q_n - q_{om}$.

Из логических рассуждений следует, что теплота цикла $q_{ц}$ превращается полностью в работу цикла $l_{ц}$. Равенство этих величин можно доказать при помощи первого закона термодинамики

$$\delta q = du + p dv .$$

Мы рассматриваем круговой процесс, при этом дифференциальное уравнение первого закона термодинамики нужно решать при помощи круговых интегралов

$$\oint \delta q = \oint du + \oint p dv .$$

Левая часть этого уравнения выражает заключительный результат подвода и отвода теплоты, следовательно, равна (q_1-q_2); первое слагаемое в правой части есть результат изменения внутренней энергии за цикл, он равен $\Delta u = u_2 - u_1 = 0$, поскольку $u_1=u_2$ так как внутренняя энергия является функцией состояния; второе слагаемое представляет сумму работ, совершенных за цикл, следовательно, она равна ($l_{1-a-2} - l_{2-6-1}$). Тогда предыдущее уравнение принимает вид:

$$q_1 - q_2 = l_{1-a-2} - l_{2-6-1} \Rightarrow q_{ц} = l_{ц} .$$

В процессе, происходящем по ходу часовой стрелки, теплота превращается в механическую работу, а в процессе против хода часовой стрелки механическая работа превращается в теплоту.

В тепловых двигателях стремятся достичь наиболее полного превращения подведенной теплоты в механическую работу. Для характеристики эффективности циклов тепловых машин вводится понятие термического коэффициента полезного действия η_t (отношение произведенной работы l_n к подведенной теплоте q_n), который показывает какая доля затраченной на цикл теплоты превратилась в механическую работу:

$$\eta_t = \frac{l_n}{q_n} = \frac{q_n - q_{om}}{q_n} = 1 - \frac{q_{om}}{q_n}. \quad (1.77)$$

1.3.2. Прямой цикл Карно

Французский физик С.Карно обнаружил, что наиболее благоприятные соотношения получаются в том случае, когда рабочее тело совершает цикл, состоящий из четырех нижеследующих последовательных процессов:

процесс 1-2 изотермическое (при $T_1 = \text{const}$) расширение рабочего тела с подводом теплоты q_n ;

процесс 2-3 -адиабатное расширение ($q_{2-3} = 0$);

процесс 3-4 -изотермическое (при $T_2 = \text{const}$) сжатие с отводом теплоты q_{om} ;

процесс 4-1 - адиабатное сжатие ($q_{4-1} = 0$).

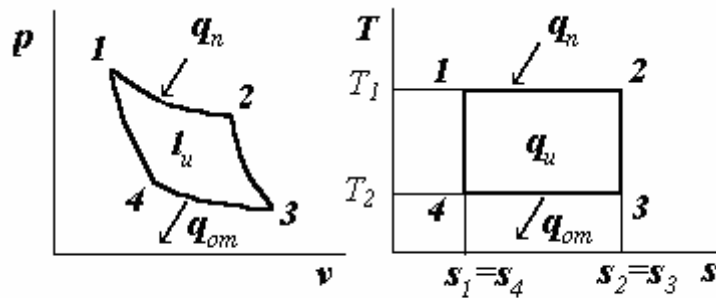


Рис. 1.9

В соответствии с Ts -диаграммой, представленной на (рис. 1.9) подведенная и отведенная теплоты q_1 и q_2 равны площадям под соответствующими линиями процессов

$$q_n = T_1 \cdot (s_2 - s_1); \quad q_{om} = T_2 \cdot (s_3 - s_4).$$

Тогда термический КПД цикла Карно определится следующей формулой:

$$\eta_t^K = 1 - \frac{q_{om}}{q_n} = 1 - \frac{T_2(s_3 - s_4)}{T_1(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (1.78)$$

так как

$$(s_3 - s_4) = (s_2 - s_3).$$

Следует учесть, что из всех циклических процессов цикл Карно обладает наибольшим η_t . Большее значение η_t хотя не противоречит первому закону термодинамики, но невозможно в силу ограничений, накладываемых вторым законом термодинамики.

Теорема Карно: термический КПД цикла Карно не зависит от свойств рабочего тела и определяется только температурами нагревателя и холодильника.

Средствами повышения η_t являются:

- а) повышение температуры источника теплоты T_1 ;
- б) снижение температуры охладителя – T_2 .

1.3.3. Обратный цикл Карно

Протекает в обратном направлении следующим образом (рис. 1.10). Рабочее тело с начальными параметрами точки «а» расширяется адиабатно по «ab», совершая работу за счет внутренней энергии и охлаждается от температуры T_1 до T_2 в точках. Затем расширение идет по изотерме T_2 (bc) и рабочее тело отбирает от холодного источника при температуре T_2 теплоту q_2 .

Далее рабочее тело сжимается по адиабате «cd» и его температура повышается от T_2 до T_1 , а затем сжимается по изотерме «da» ($T_1 - \text{const}$). При этом рабочее тело отдает горячему источнику с температурой T_1 количество теплоты q_1 . В результате получается, что работа сжатия будет больше работы расширения на величину площади «abcd», ограниченной контуром цикла. Эта работа превращается в теплоту и вместе с q_2 передается горячему источнику. При этом холодный источник отдает теплоту q_2 , а горячий получит $q_1 = q_2 + l_y$.

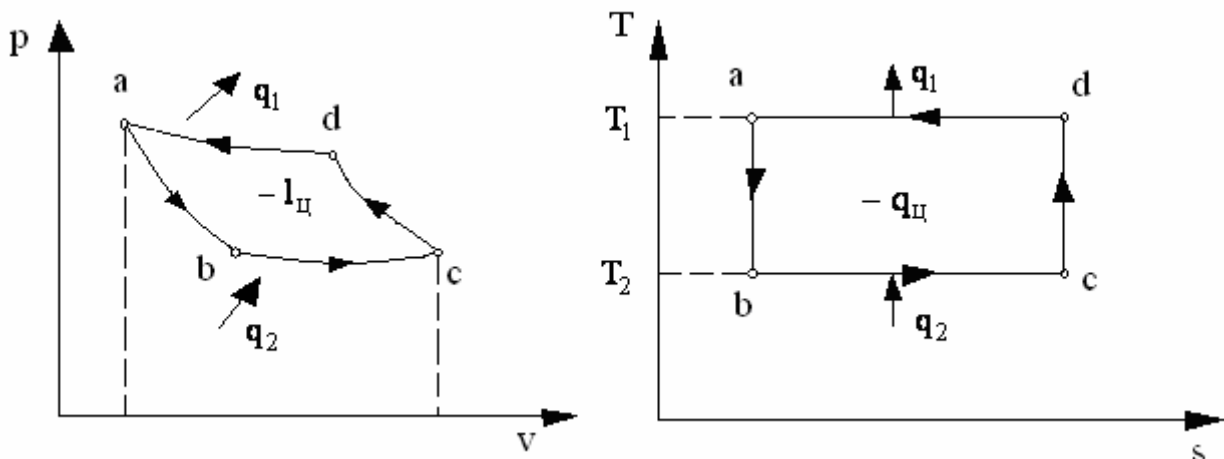


Рис. 1.10

Обратный цикл Карно называется идеальным циклом холодильных установок и так называемых тепловых насосов. При этом рабочим телом являются пары легкокипящих жидкостей – фенол, аммиак и т.п. Процесс перекачки теплоты от тел, помещенных в холодильную камеру, в окружающую среду происходит за счет затрат электроэнергии. Эффективность холодильной установки оценивается холодильным коэффициентом

$$\varepsilon_{хол} = \frac{q_2}{l_{ц}}, \quad (1.79)$$

где q_2 - отведенная от охлаждаемого объекта теплота;

$l_{ц}$ - работа, затраченная на это.

Используя Ts -диаграмму для описания этого процесса, последней формуле можно придать следующий вид

$$\varepsilon_{хол} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}, \quad (1.80)$$

где T_1 – температура окружающей среды; T_2 - температура охлаждаемого тела.

При этом чем меньше разность температур между холодильной камерой и окружающей средой, тем меньше нужно затратить энергии для передачи теплоты от холодного тела к горячему и тем выше холодильный коэффициент $\varepsilon_{хол}$.

Анализ обратного цикла Карно показывает, что передача теплоты от тела менее нагретого телу более нагретому возможна, но этот процесс требует соответствующей энергетической компенсации в системе, в виде затраченной работы или теплоты более высокого потенциала, способного совершить работу при переходе на более низкий потенциал.

В основе действия теплового насоса также лежит обратный цикл Карно. В отличие от холодильной машины, тепловой насос должен отдавать как можно больше теплоты горячему телу (например, системе отопления).

Эффективность теплового насоса оценивается так называемым отопительным коэффициентом

$$\varepsilon_{отоп} = \frac{q_1}{l_{ц}}, \quad (1.81)$$

где q_1 - теплота, переданная нагреваемому телу;

l_{η} - величина работы, подведенной в данном цикле.

Аналогично выводу формулы (1.80) для $\varepsilon_{отоп}$ можно получить следующую формулу:

$$\varepsilon_{отоп} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}, \quad (1.82)$$

где T_1 - температура нагреваемого тела;

T_2 - температура окружающей среды.

1.3.4. Второй закон термодинамики

При анализе термодинамических циклов тепловых двигателей следует обратить внимание на то, что эталонным является цикл Карно, построенный в том же интервале температур ($T_{\max} - T_{\min}$), в котором работает рассматриваемый цикл. Например, если известно, что термический КПД некоторого прямого цикла равен $0,1$, то само по себе это значение еще ни о чем не говорит. Оно должно быть сопоставлено со значением термического КПД соответствующего цикла Карно, т.е. должен быть дополнительно задан интервал температур ($T_{\max} - T_{\min}$). Скажем, для диапазона температур $300...2000$ К термический КПД цикла Карно $\eta_t^k = 0,85$ и степень совершенства цикла с термическим КПД - $0,1$ мала, а для диапазона $300...335$ К $\eta_t^k = 0,104$ - достаточно велика. Таким образом, для увеличения термического КПД прямого цикла необходимо стремиться к тому, чтобы средние интегральные температуры подвода и отвода теплоты в цикле были как можно ближе к своим аналогам для соответствующего цикла Карно. Никакими новыми конструкциями тепловых двигателей или применением новых рабочих тел нельзя добиться того, чтобы термический КПД цикла η_t , стал больше η_t^k . Аналогичные соображения справедливы и для циклов холодильных машин и соответственно обратного цикла Карно.

Существует несколько формулировок второго закона термодинамики. Наиболее известна формулировка, предложенная Клаузиусом в виде принципа, согласно которому теплота не может сама собой переходить от более холодного тела к более нагретому. Этот принцип или какой-то другой, ему адекватный, может быть использован при рассмотрении ряда теоретических вопросов термодинамики (например, теоремы Карно). При этом необходимо иметь в виду, что второй закон термодинамики содержит два независимых друг от друга положения. Первое из них связано с вопросом существования энтропии, т.е. с утверждением, что в равновесных процессах элементарное количество теплоты

может быть рассчитано по формуле $\delta q = T \cdot ds$, где s - некоторая функция состояния, называемая энтропией. Второе положение формулируется обычно как принцип возрастания энтропии в необратимых процессах (т.е. для них $ds > \frac{\delta q}{T}$).

В основе II закона лежит гипотеза С. Карно о том, что необходимым условием получения работы с помощью тепловых двигателей является наличие горячего и холодного источников теплоты.

Таким образом, устанавливается, что теплота, полученная рабочим телом от горячего источника, не может быть полностью превращена в механическую работу, часть ее должна быть отдана холодному источнику теплоты.

В тепловых двигателях горячим источником служат химические реакции сжигания топлива (или ядерные реакции), а холодным источником является окружающая среда (т.е. атмосфера).

Таким образом, II закон термодинамики можно сформулировать следующими словами: «двигатель, полностью превращающий в работу всю полученную от горячего источника теплоту, невозможен».

В аналитической форме второй закон термодинамики может быть представлен в виде соотношения

$$ds \geq \frac{\delta q}{T},$$

где знак “=” относится к обратимым процессам, а знак “>” - к необратимым.

Первый закон термодинамики представляет собой всеобщий закон природы. В отличие от него второй закон нельзя считать универсальным. Экстраполяция закономерностей, установленных в определенных условиях существования материи, на все области Вселенной не является правомерной, так как в некоторых из них эти условия могут быть совершенно иными, чем на Земле. Кроме того, необходимо дополнительно учитывать некоторые существенные физические факторы и прежде всего гравитацию. С учетом сил тяготения однородное изотермическое распределение не является наиболее вероятным состоянием Вселенной. В условиях нестатичной, расширяющейся Вселенной может происходить распад однородного вещества на отдельные объекты (например, галактики).

1.3.5. Эксергетический метод исследования

В термодинамике к исследованию энергетических превращений в технических системах используются два подхода.

Первый способ основан на методах прямых и обратных циклов.

Эти методы на основе первого и второго законов термодинамики позволяют найти связи между параметрами системы и количествами теплоты и работы.

Второй подход основан на изменении термодинамических потенциалов с целью анализа процесса превращения энергии в различных системах. Важнейшим преимуществом методов анализа, основанных на использовании термодинамических потенциалов, является их максимальная универсальность. При использовании термодинамических потенциалов к анализу технических систем необходимо иметь термодинамические функции, однозначно характеризующие работоспособность потоков вещества и энергии при определённых внешних условиях. Таким образом, для оценки работоспособности потока вещества или энергии важны не только параметры процессов внутри системы, но и их связь с окружающей средой.

Мера энергетических ресурсов системы, определяющая работоспособность вещества или энергии, называется эксергией. Функции, определяющие величину эксергии, называются эксергетическими функциями. Эксергия, в отличие от энергии, связанной с фундаментальными свойствами материи, является частным понятием, характеризующим пригодность эксергии при заданных условиях окружающей среды.

Эксергетическим методом называется способ, основанный на анализе потерь работоспособности в термодинамических процессах. Этот метод позволяет сравнивать между собой любые виды энергии и на этой основе определяя эффективность различных процессов её превращения.

Появление эксергии приобрело смысл как максимально возможная полезная работа термодинамической системы при совершении ею любых полностью обратимых процессов от заданного состояния до полного термодинамического равновесия с окружающей средой.

Различают эксергию покоящегося рабочего тела и его потока, а также эксергию теплоты. Под эксергией рабочего тела следует понимать максимальную работу, которую можно получить от системы, состоящей из рабочего тела и окружающей среды, имеющей бесконечную теплоёмкость.

1.3.6. Эксергия неподвижного рабочего тела

Рассмотрим обратимый переход неподвижного рабочего тела из неравновесного состояния в равновесное. Выведем формулу для этой максимально возможной работы. Для того, чтобы рабочее тело находилось в состоянии равновесия с окружающей средой, необходимо изменить его внутреннюю энергию. В соответствии с первым законом термодинамики $dU = \delta Q - \delta L$ изменить внутреннюю энергию рабочего тела можно путем подвода или отвода теплоты δQ или за счет совершения работы δL . В случае если процесс обратим, то рабочее тело будет получать или отдавать теплоту при постоянной температуре окружающей среды T_o . Тогда, в соответствии со вторым законом термодинамики, эта теплота равна

$$\delta Q = T_o dS .$$

Объединяя уравнения первого и второго законов термодинамики, получим

$$\delta L = T_o dS - dU .$$

По этой формуле определяется работа, которую совершает термодинамическая система при обратимом переходе из равновесного состояния в состояние равновесия с окружающей средой без учета работы, затраченной системой на преодоление сил давления окружающей среды (работа вытеснения окружающей среды), определяемой по формуле $p_o \cdot dV$, где p_o - давление окружающей среды; dV – изменение объема рабочего тела.

С учетом работы вытеснения выражение для максимальной работы, совершаемой системой, будет

$$\delta L_{\max} = T_o dS - dU - p_o \cdot dV .$$

Интегрируя последнее уравнение, находим

$$L_{\max} = (U_1 - U_2) - p_o (V_2 - V_1) - T_o (S_{o1} - S_{o2}), \quad (1.83)$$

где $(U_1 - U_2)$ – работа обратимого адиабатного процесса приведения рабочего тела в состояние равновесия с окружающей средой;
 $T_o(S_{o1} - S_{o2})$ – работа, затраченная на приращение энтропии окружающей среды;
 S_{o1}, S_{o2} – энтропия окружающей среды соответственно до и после протекания процесса ($S_{o2} > S_{o1}$).

При обратимом изменении состояния системы (рабочее тело – окружающая среда) суммарное изменение энтропии, очевидно, равно нулю, т.е.

$$\Delta S_{\text{обр}} = (S_{o2} - S_{o1}) + (S_2 - S_1) = 0, \quad (1.84)$$

где $(S_2 - S_1)$ – изменение энтропии рабочего тела.

Из последнего выражения следует, что

$$\Delta S_{\text{обр}} = S_{o2} - S_{o1} = S_1 - S_2 . \quad (1.85)$$

Тогда формула для максимальной работы будет

$$L_{\max} = (U_1 - U_2) - p_o (V_2 - V_1) - T_o (S_1 - S_2). \quad (1.86)$$

Из этой формулы вытекает, что максимальная работа (эксергия) полностью определяется состоянием рабочего тела в начале и конце процесса и не будет зависеть от пути процесса. Следовательно, эксергия неподвижного рабо-

чего тела является функцией параметров состояния рабочего тела и окружающей среды.

В случае, когда в системе имеют место необратимые изменения состояния, будет справедливо соотношение

$$(S_{o2} - S_{o1}) + (S_2 - S_1) > 0, \quad (1.87)$$

из которого следует $\Delta S_{необр} = (S_{o2} - S_{o1}) - (S_1 - S_2)$, (1.88)

где $\Delta S_{необр}$ - увеличение энтропии системы вследствие необратимости протекающих в ней процессов. При этом полезная работа будет определяться из уравнения

$$L = L_{\max} - T_o \cdot \Delta S_{необр}, \quad (1.89)$$

где $T_o \cdot \Delta S_{необр}$ - потеря работоспособности системы, а уравнение

$$\Delta L = T_o \cdot \Delta S_{необр} \quad (1.90)$$

называется уравнением Гюи-Стодолы.

1.3.7. Эксергия потока рабочего тела

Если единица массы установившегося потока рабочего тела на входе в канал имеет параметры u_1, v_1, s_1, T_1, p_1 , а на выходе u_2, v_2, s_2, T_2, p_2 , а параметры окружающей среды u_o, v_o, s_o, T_o, p_o , то работа потока (работа проталкивания в окружающую среду), при отсутствии равновесия с окружающей средой будет определяться из следующего выражения:

$$p_1 v_1 - p_o v_1 = v_1 (p_1 - p_o). \quad (1.91)$$

Кроме того, единица массы потока рабочего тела обладает кинетической энергией в количестве $\frac{w_1^2}{2}$, которая в состоянии равновесия с окружающей средой принимает нулевое значение. При учете работы проталкивания и кинетической энергии рабочего тела, удельная максимально возможная работа установившегося потока после обратимого перехода из состояния 1 в состояние равновесия с окружающей средой будет равна

$$\begin{aligned} l_{\max} &= (u_1 - u_o) - p_o (v_o - v_1) - T_o (s_1 - s_o) + v_1 (p_1 - p_o) + \frac{w_1^2}{2} = \\ &= h_1 - h_o + \frac{w_1^2}{2} - T_o (s_1 - s_o). \end{aligned} \quad (1.92)$$

Из формулы (1.92) выясняется, что максимальная работа является однозначной функцией системы, зависящей от начальных параметров системы и параметров окружающей среды.

Снижение работоспособности потока между фиксированными состояниями 1 и 2 его пути определяются по формуле

$$\Delta l_{1-2} = \left(h_1 - T_o s_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) - \left(h_2 - T_o s_2 + \frac{w_2^2}{2} \right). \quad (1.93)$$

В случаях, когда можно пренебречь изменением скорости, последняя формула для величины потери эксергии имеет вид

$$\Delta l_{1-2} = -\Delta e_{1-2} = h_1 - h_2 - T_o (s_1 - s_2). \quad (1.94)$$

1.3.8. Эксергия потока теплоты

При термодинамическом анализе теплоэнергетических установок приходится оценивать работоспособность той теплоты, которая преобразуется в работу в циклах. Максимальное количество полезной работы, которую можно получить в цикле при заданных температурах источников теплоты, называется работоспособностью (эксергией) теплоты.

Как известно, максимальную работу L_{max} можно получить в тепловом двигателе, работающем по циклу Карно, термический КПД для которого имеет вид

$$\eta_t = \frac{L_{max}}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (1.95)$$

где T_1 и T_2 – соответственно температура подвода теплоты к рабочему телу и температура отвода теплоты от него;

q_1 – подведенное к рабочему телу количество теплоты;

L_{max} – максимальное количество работы, которое можно получить в обратимом цикле

$$L_{max} = q_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = E_{max}, \quad (1.96)$$

где E_{max} – максимальная эксергия.

Из формулы (1.96) видно, что для получения полезной работы используется лишь часть количества теплоты q_1 . Другая часть, равная величине

$q = T_2 \left(\frac{q_1}{T_1} \right)$, - рассеивается в окружающей среде.

Если учитывать потери, возникающие вследствие необратимости реального процесса и равные $T_2 \cdot \Delta S_{необр}$, действительная работа (эксергия) всегда меньше E_{max} , т.е.

$$E_{необр} = \left[q_1 - T_2 \left(\frac{q_1}{T_1} \right) - T_2 \cdot \Delta S_{необр} \right] < E_{max} . \quad (1.97)$$

Часть теплоты q_1 , не превращающаяся в работу и равная величине $\left[-T_2 \left(\frac{q_1}{T_1} \right) - T_2 \cdot \Delta S_{необр} \right]$, называется анергией.

Следует подчеркнуть, что суть эксергетического метода та же, что и энтропийного – подсчет потерь работоспособности.

Для количественной оценки степени термодинамического совершенства того или иного теплоэнергетического устройства используется понятие эксергетического КПД, определяемого как

$$\eta_{экс} = \frac{L_{полезн}}{E_{вх} - E_{вых}} , \quad (1.98)$$

где $E_{вх}$ и $E_{вых}$ – соответственно эксергия потока теплоты при входе в теплоэнергетическое устройство и выходе из него;

$L_{полезн}$ – работа, совершаемая в данном теплоэнергетическом устройстве.

Для тепловых устройств, не производящих полезной работы (например, для теплообменников), определение эксергетического КПД осуществляется по следующей формуле:

$$\eta_{экс} = \frac{E_{вых}}{E_{вх}} . \quad (1.99)$$

Вопросы для самопроверки

1. Какой цикл называется прямым и какой обратным?
2. С помощью каких величин определяют степень совершенства прямых и обратных циклов?
3. Из каких процессов состоит цикл Карно?
4. Сформулируйте теорему Карно?
5. Какой цикл называется регенеративным?
6. Как влияет необратимость на процесс преобразования теплоты в работу?
7. В чем сущность второго закона термодинамики?
8. Приведите различные формулировки второго закона термодинамики.
9. Приведите аналитическое выражение второго закона термодинамики?
10. В чем сущность статистического истолкования второго закона термодинамики.

11. Как связаны энтропия и термодинамическая вероятность состояния?
12. В чем заключается различие между адиабатным и изоэнтропным процессами? В каких случаях адиабатный процесс является одновременно и изоэнтропным?
13. Что такое эксергия теплоты?
14. Приведите выражение для эксергетического КПД.
15. Как идут линии основных процессов в Ts – диаграмме идеального газа?
16. Приведите формулы для расчета изменения энтропии идеального газа в различных процессах.
17. Как строится абсолютная термодинамическая шкала температур?

Раздел 2. Реальные газы. Водяной пар

Раздел содержит пять тем, одну лабораторную работу (№ 4) и контрольную работу (зад. № 5,6,7,8). А также вопросы для самопроверки и контрольный тест из десяти вопросов (№ 2). Максимально возможное число баллов по этому разделу составит 45 баллов для очно-заочной форм обучения.

2.1. Свойства и фазовые переходы реальных газов

Термодинамические свойства реальных веществ. Фазовая $p\nu$ – диаграмма. Уравнение Ван – Дер – Ваальса. Критические параметры веществ. Принцип соответственных состояний. Термодинамическое подобие. $p\nu - p$ – диаграмма. Коэффициент сжимаемости. Условия равновесия при фазовом переходе. Правило фаз Гиббса. Парообразования и конденсация. Зависимость давления насыщенного пара от температуры. Теплота фазового перехода. Плавление. Сублимация. Уравнение Клапейрона – Клаузиуса. Фазовая pT – диаграмма. Тройная точка. Аномалии воды.

По теме не предусмотрены лабораторные и контрольные работы. После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы можно найти в учебниках [1,3].

2.1.1. Реальные газы и их свойства

В реальных газах учитываются объемы молекул и силы межмолекулярного взаимодействия между молекулами. При очень малых расстояниях преобладают силы отталкивания, а с увеличением расстояний начинают преобладать силы притяжения. Поэтому молекулы реального газа обладают внутренней потенциальной энергией. Внутренняя потенциальная энергия реальных газов зависит от среднего расстояния между молекулами.

Сжимаемость реальных газов – способность вещества изменять свой объем под действием всестороннего давления. Наличие у молекул реальных га-

зов конечного по величине объема и сил притяжения между молекулами являются отличительными признаками реальных газов от идеальных.

Сжимаемость газов при давлениях до 100 МПа, по мере приближения их плотности к плотности жидкостей, становится близкой к сжимаемости жидкостей. Для описания термодинамических свойств реальных газов, как было отмечено ранее, применяется уравнение Ван – Дер – Ваальса

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT . \quad (2.1)$$

Численные значения постоянных a , b , R подсчитываются по критическим параметрам вещества: T_k – критической температуре, p_k – критическому давлению, v_k – критическому удельному объему, которые определяются экспериментально.

Таблица 2.1

Критические параметры некоторых веществ

Вещества	H ₂ O	N ₂	O ₂	H ₂	CO	CO ₂
p_k , МПа	22,06	3,4	5,043	1,32	3,5	7,383
T_k , К	647,1	126,2	154,58	32,2	132,9	304,2
$v_k \cdot 10^3$, м ³ /кг	3,06	3,194	2,3	33,5	3,325	2,136
Z_k	0,229	0,29	0,29	0,32	0,295	0,274

Примечание.

$Z_k = \frac{p_k v_k}{RT_k}$ - коэффициент, показывающий насколько свойства реальных

веществ в критическом состоянии отличаются от свойств идеального газа.

Если на диаграмме $pv - p$ (рис. 2.1) отложить по оси абсцисс давление газа p , а по оси ординат произведение давления на удельный объем pv , то можно выделить следующее.

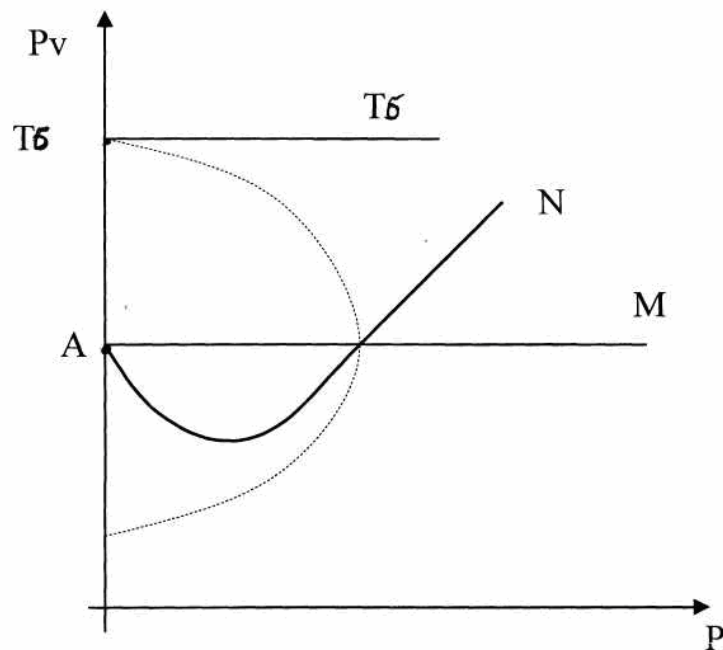


Рис. 2.1

Изотермы идеального газа изображаются прямыми AM , параллельными оси абсцисс, как следует из уравнения состояния $pV=RT$, т.е. удельный объем изменяется обратно пропорционально давлению. Наличие сил взаимного притяжения между молекулами делает реальный газ более сжимаемым.

При $p=0$ любой реальный газ становится идеальным и его изотерма начинается в точке A . При низких давлениях, когда объем газа очень большой и влияние объема молекул невелико и действуют только силы взаимного притяжения, сжимаемость реальных газов увеличивается, и изотерма AN при малых p отклоняется вниз. В дальнейшем по мере увеличения давления уже нельзя пренебречь влиянием объема молекул и сжимаемость реального газа уменьшается, а изотерма AN отклоняется вверх.

2.1.2. Условия равновесия при фазовом переходе

Фазовое равновесие – одновременное существование термодинамических равновесных фаз в многофазной системе. Например, равновесие жидкости со своим насыщенным паром, равновесие льда и воды при температуре плавления, для металлов и их сплавов наличие твердой и жидкой фазы в процессе их плавления. В условиях равновесия при переходе частиц многофазной среды из одной фазы в другую энергия системы не меняется.

Число термодинамических переменных, которые можно изменить не нарушая условий фазового равновесия называется числом степеней свободы системы F и оно равно $F=K+2 - \varphi$, где φ - число фаз, находящихся в равновесии, K – число компонентов в системе. Например, в двухкомпонентной системе три фазы могут находиться в равновесии при разных температурах, но давление и концентрации компонент полностью определяются температурой.

Для двухфазовой равновесной однокомпонентной системы давление является функцией температуры. Эта зависимость выражается уравнением Клапейрона - Клаузиуса:

$$r = T \frac{dp}{dT} (v'' - v'), \quad (2.2)$$

где r – теплота фазового перехода, T – температура фазового перехода; $\frac{dp}{dT}$ – производная от давления по температуре; $(v'' - v')$ – изменение объема вещества при переходе вещества из одной фазы в другую. Уравнение Клапейрона - Клаузиуса применимо к любым фазовым переходам, сопровождающимся поглощением или выделением теплоты (т.е. фазового перехода I рода).

Графики, изображающие зависимость одних термодинамических переменных от других в условиях фазового равновесия называются линиями равновесия, а их совокупность – диаграммами состояния. Линия фазового равновесия может пересекаться с другой линией равновесия (тройная точка), либо закончиться критической точкой, координаты которой на термодинамической поверхности представлены значениями T_k, p_k, v_k . Она определяет точку фазового перехода.

Фазовый переход – переход вещества из одной фазы в другую при изменении внешних условий (температуры, давления и т.д.) или скачкообразное изменение физических свойств при непрерывном изменении внешних параметров.

Различают фазовый переход I рода, при котором скачком изменяются термодинамические характеристики вещества, такие как плотность, концентрация компонентов, при этом в единице массы выделяется или поглощается определенное количество теплоты, которая называется теплотой перехода и равна произведению температуры фазового перехода на разность энтропии в двух фазах между которыми происходит переход. Различают удельную массовую и мольную теплоту фазового перехода.

Фазовый переход II рода – это переход, при котором отсутствует скачкообразное изменение внутренней энергии и плотности. Теплота фазового перехода II рода равна нулю.

Сублимация – переход вещества из кристаллического состояния непосредственно (без плавления) в газообразное с поглощением теплоты.

К фазе перехода I рода относятся: испарение, конденсация, плавление, затвердевание, сублимация и конденсация в твердую фазу и другие структурные переходы.

Для реальных газов, например, влажного пара, имеет место, когда в равновесной системе одно и то же вещество находится в двух различных агрегатных состояниях. При этом мелкодисперсные частицы жидкости взвешены в сухом насыщенном паре, причем жидкость отделена от пара поверхностью этих частиц. Таким образом, отдельные части равновесной системы, находящиеся в

различных агрегатных состояниях и отделенные друг от друга поверхностью раздела, называются фазами такой системы, а происходящий переход из одного агрегатного состояния в другое называется фазовым превращением.

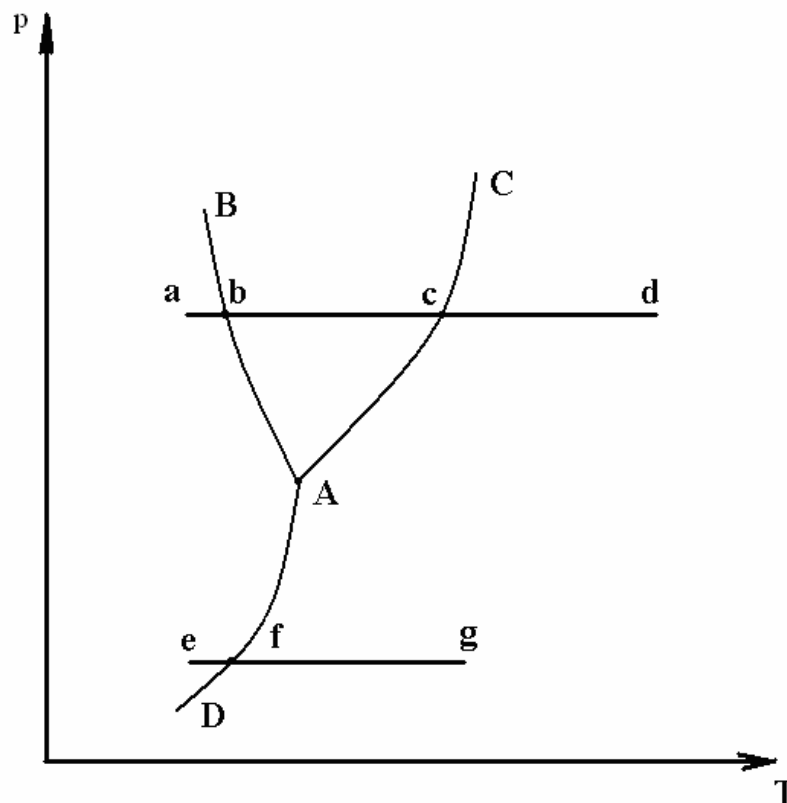


Рис. 2.2

Для изучения фазовых превращений вещества, используется диаграмма p - T (рис. 2.2), в которой по оси абсцисс – отложена температура, а на оси ординат давление - p . При этом точка a – изображает исходное состояние вещества, взятое в твердой фазе.

Процесс изобарного подвода теплоты с переходом вещества в жидкое и газообразное состояние, изобразится линией a - b - c - d . На которой можно выделить: участок « a - b » - нагрев твердой фазы до расплавления; участок « b - c » - нагрев жидкой фазы до температуры кипения; участок « c - d » - нагрев газовой фазы.

Отсюда можно заключить, что точка b соответствует двухфазной системе «твердое тело - жидкость», точка c – тоже «жидкость - пар». С увеличением давления точка b и точка c – расходятся, т.е. температура плавления уменьшается, а температура кипения увеличивается. И наоборот, с уменьшением давления точка b и точка c – сближаются. При более низких давлениях наблюдается переход из твердого состояния в газообразное происходит по линии e - f - g , минуя превращение вещества в жидкость, здесь точка f соответствует двухфазной системе «твердое тело-газ», такой процесс называется сублимацией или возгонкой.

Из анализа фазовой диаграммы, видно, что площадь, расположенная слева линии B - A - D , характеризует твердую фазу; площадь, расположенная выше линии B - A - C – жидкую фазу; площадь, расположенная правее линии C - A - D – газовую фазу. Точка A , соответствующая состоянию вещества во всех трех фазах.

зах, называется тройной точкой. Каждое вещество в тройной точке имеет строго определенные значения параметров: p_k, T_k, v_k .

В соответствии с решением международной конференции по свойствам водяного пара, тройная точка принята за начало отсчета внутренней энергии воды и водяного пара, т.е. $U_a=0, S_a=0$.

Значение энтальпии воды в тройной точке составляет

$$h_a = u_a + P_a v_a = 0 + \frac{0,006112 \cdot 10^5 \cdot 1,00021 \cdot 10^{-3}}{1000} = 0,00061.$$

Столь высокая точность в практических расчетах не используется, поэтому принимают $h_a=0$.

Различают однокомпонентную систему, в состав которой входят различные фазы одного и того же вещества и многокомпонентную систему, в состав которой входят химические разнородные вещества. Например, газовые смеси, кислоты, соли и т.д.

Процессы плавления металлов и сплавов сопровождаются фазовыми переходами и наличием движущейся границы раздела твердой и жидкой фаз. Для чистых кристаллических веществ эта граница характеризуется точкой плавления, а для сплавов граница превращается в двухфазную область определенной толщины, имеющая некоторый температурный переход.

При этом процесс плавления рассматривается как нагрев двухслойной пластины, состоящей из плавящегося слоя и твердого остатка. Для определения плотности теплового потока, расходуемого на нагрев твердого остатка и в дальнейшем времени плавления двухслойной пластины вводится понятие эффективной теплоемкости плавящегося слоя, которая определяется из выражения:

$$c_{эф} = \frac{c + r}{(T_{nl} - T_{cpl})}, \quad (2.3)$$

где c – удельная теплоемкость вещества, r – скрытая теплота плавления, T_{nl} – температура наружной поверхности плавящегося слоя, T_{cpl} – средняя температура плавящегося слоя определится по формуле:

$$T_{cpl} = T_{nl} - (2q_1 + q_2) \frac{d\xi}{6\lambda}. \quad (2.4)$$

Тогда выражение для эффективной теплоёмкости будет иметь вид:

$$c_{эф} = c + \frac{6\lambda r}{(2q_1 + q_2)d\xi}, \quad (2.5)$$

где λ – коэффициент теплопроводности вещества, q_1 – плотность теплового потока подводимого к двухслойной пластине, q_2 – плотность отводимого внутрь твердого тела теплового потока, $d\xi$ – толщина плавящегося слоя.

Теплоемкость твердого тела зависит только от температуры и не зависит от давления. Значения теплоёмкостей металлов и сплавов для различных интервалов температур приводится в справочных таблицах.

2.1.3. Термические и калорические свойства реальных газов

Параметры состояния реального газа p , T , v определяются через значения двух других параметров, т.е.

$p=f_1(v, T)$; $v=f_2(p, T)$; $T=f_3(v, p)$, которые являются различными формами уравнения состояния. Поскольку эти параметры обладают свойствами функций состояния, можно их представить через полные дифференциалы:

$$\begin{aligned} dp &= \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T dv; \quad dv = \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T dp; \\ dT &= \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_v dp + \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_p dv. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Из шести частных производных, приведенных в уравнениях, самостоятельное значение имеют только три, которые называются термическими коэффициентами

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \frac{1}{v_0} = \alpha; \quad -\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T \frac{1}{v} = \mu; \quad \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v \frac{1}{p_0} = \beta, \quad (2.7)$$

где α -термический коэффициент расширения (при p -const), характеризует интенсивность увеличения объема при нагревании;

μ -термический коэффициент сжатия, характеризует интенсивность изменения объема при изменении давления в условиях T – const;

β -термический коэффициент давления, характеризует интенсивность изменения давления при (v -const) изохорическом нагревании тела.

В указанных выше выражениях p_0 и v_0 – давление и удельный объем при температуре 0°C .

Названные коэффициенты связаны между собой соотношением

$$\beta = \frac{\alpha}{(\mu p_0)}.$$

Последнее выражение позволяет вычислить коэффициент упругости, который экспериментально установить трудно, в то время, как α и μ легко определяются опытным путем.

Калорические свойства газов описываются зависимостями через параметры состояния реального газа p, v, T следующего вида:

$$\begin{aligned}
 du &= Tds - pdv; & \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s &= -\left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_v; \\
 dh &= Tds + vdp; & \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s &= \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p; \\
 df &= -sdT - pdv; & \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T &= \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v; \\
 d\phi &= -sdT + vdp; & \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T &= -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p.
 \end{aligned}
 \tag{2.8}$$

Эти дифференциальные зависимости называются уравнениями Максвелла.

Связь между теплоемкостями c_p и c_v для реального газа через термические коэффициенты описывается следующей формулой:

$$c_p = c_v + T \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p.
 \tag{2.9}$$

Приведенное уравнение позволяет на основе экспериментальных значений c_p вычислить c_v , которую из опыта определить трудно.

Вопросы для самопроверки

1. Изобразите изотермы реального вещества в фазовой pv – диаграмме.
2. В чем заключается принцип соответственных состояний?
3. Что такое критические соотношения вещества?
4. Какие свойства реальных веществ учитываются при выводе уравнения состояния Ван – дер – Ваальса?
5. В чем сущность теории ассоциации реальных газов?
6. Изобразите изотермы реального газа в $pv - p$ диаграмме. Что такое точка и линия Бойля?
7. Сформулируйте условия равновесия при фазовых переходах.

2.2. Характеристики и процессы водяного пара

Степень сухости. Удельный объем, энтальпия и энтропия жидкости, влажного, сухого насыщенного и перегретого пара. Сверхкритическая область состояний пара. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара в состоянии насыщения. Таблицы термодинамических свойств воды и перегретого водяного пара. Фазовая Ts - диаграмма для паров; hs - диаграмма для всех фаз веществ; фазовая hs - диаграмма для водяного пара.

Расчет изохорного, изобарного, изотермического и адиабатного (изоэнтропного) процессов для реальных веществ по таблицам и диаграммам. Уравнения состояния реальных газов. Теория ассоциации молекул и уравнение состояния водяного пара. Определение калорических функций газов по уравнению состояния. Зависимость изобарной теплоемкости газов от давления. Равновесие фаз при криволинейной поверхности раздела.

По теме выполняется контрольная работа (зад. № 5,6), лабораторные работы не предусмотрены.

После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки. Ответы можно найти в учебниках [1,3].

2.2.1. Водяной пар и основные процессы водяного пара

Водяной пар, как рабочее тело, широко используется в паровых турбинах, паровых поршневых машинах, а также и для различных технологических нужд.

Паром называется реальный газ, близкий к состоянию насыщения, т.е. к превращению в жидкость.

Парообразование осуществляется в результате процессов испарения и кипения.

Испарение - процесс образования пара, происходящий с поверхности жидкости при любой температуре.

Кипение – процесс образования пара по всей массе жидкости (у стенок, внутри объёма) при температуре кипения, которое зависит от природы жидкости и давления среды.

Различают следующие виды пара:

- *Насыщенный* (насыщенным паром называют пар, находящийся в равновесии с жидкостью, из которой он образуется, и имеющий максимальную плотность и упругость).

Насыщенный пар может быть *сухой* – насыщенный пар, который получается при полном испарении жидкости, и *влажный* – насыщенный пар, который получается при неполном испарении жидкости и представляет собой смесь сухого насыщенного пара с капельками жидкости, взвешенными в паре.

- *Перегретый пар* – получается при повышении температуры выше температуры насыщения того же давления. Чем больше степень перегрева, т.е. разница между действительной температурой пара T и температурой насыщения T_s , тем больше по своим термическим свойствам перегретый пар приближается к идеальному газу.

Для характеристики пара используют:

Степень сухости (x) – доля массы сухого насыщенного пара в 1 кг влажного пара.

Степень влажности ($1-x$) – для массы жидкости в 1 кг влажного пара.

Теплота парообразования (или скрытая теплота) « r » - есть количество теплоты, которое необходимо сообщить при постоянном давлении нагретой до кипения 1 кг жидкости для её превращения в сухой насыщенный пар.

И, наоборот, для превращения 1 кг сухого насыщенного пара в кипящую жидкость того же давления, необходимо отвести от пара теплоту, равную теплоте парообразования.

В случаях приближения пара к насыщенному состоянию связь между параметрами состояния становится очень сложной и расчёт параметров производится по сложным формулам. Если высокая точность не требуется, то расчёты параметров для большинства термодинамических процессов ведутся с применением hs -диаграммы.

В литературе имеются специальные термодинамические таблицы и диаграммы состояния, наглядно отражающие свойства жидкостей и газов. Ниже приведена структурная схема построения pv -, Ts - и hs - диаграмм состояния водяного пара, имеющих наибольшее распространение в теплоэнергетике.

Как правило, эти диаграммы расположены в первом квадранте координатной плоскости, где любая произвольная точка A_i , взятая в рабочем поле, соответствует некоторому термодинамическому состоянию воды и водяного пара. Процесс парообразования изобарно – изотермический, происходит при постоянных давлении и температуре.

Проанализируем процесс парообразования, который происходит при давлении, обозначим это давление $p_i = \text{const}$. Этот процесс на pv -, Ts - и hs - диаграммах изображен линией $a_i-b_i-c_i-d_i$, проходящей через точку A_i (рис. 2.3). На указанных диаграммах эти изобары условно можно делить на участки, каждому из которых характерно сугубо определенное термодинамическое состояние воды и пара:

- a_i-b_i - зона жидкой фазы, соответствует подогреву воды от 0°C до температуры кипения (насыщения) t_s при $p_i = \text{const}$;
- b_i-c_i - двухфазная зона, соответствует превращению кипящей воды в сухой насыщенный пар при $p_i = \text{const}$;
- c_i-d_i - зона перегретого пара при $p_i = \text{const}$.

На участке b_i-c_i соотношение фаз (воды и пара) претерпевает изменение по изобаре от точки к точке, для количественной оценки которого используется степень сухости пара x ($0 \leq x \leq 1$), численно равная массовой доле пара в этой двухфазной среде. Степень сухости пара в точке b_i : $x = 0$, в точке c_i : $x = 1$.

При анализе процессов образования пара вводятся обозначения:

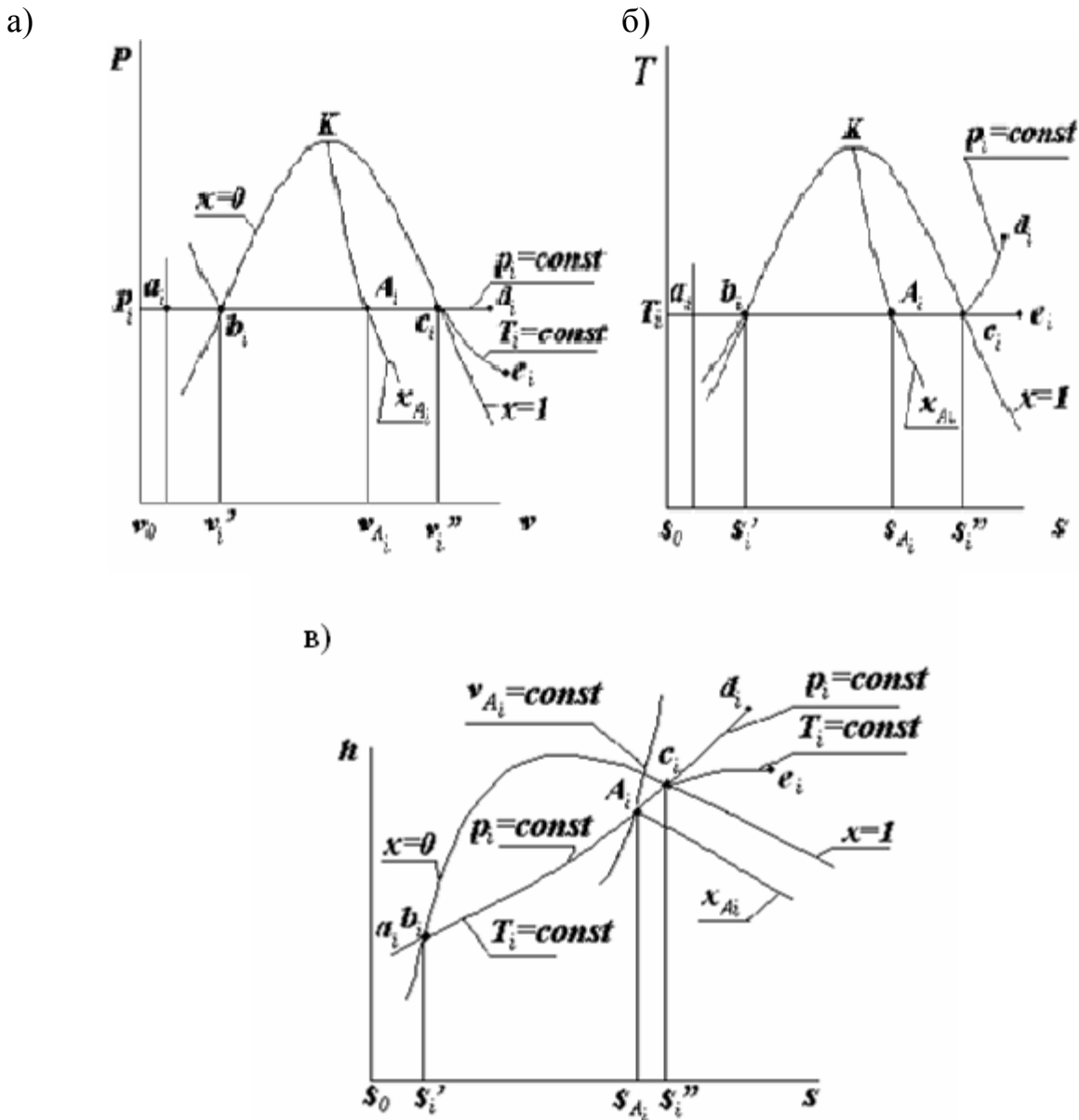


Рис. 2.3

Учитывая, что влажный пар содержит смесь сухого насыщенного пара с капельками взвешенной жидкости, то степень сухости влажного пара определяется:

$$x = \frac{m''}{m' + m''}, \quad (2.10)$$

где m' - масса жидкости; m'' - масса сухого пара в 1 кг влажного пара.

На $p-v$ - диаграмме представлены (рис. 2.3, а):

- p, v - давление Па, удельный объем м³/кг;
- v_0 - удельный объем воды при $t = 0$ °С;
- v_i' - удельный объем воды при t_s и $p_i = \text{const}$;
- v_i'' - удельный объем сухого насыщенного пара при t_s и $p_i = \text{const}$;

- $v_{A_i} = v_i'(1 - x_{A_i}) + v_i'' \cdot x_{A_i}$ - удельный объем влажного пара, соответствующего состоянию в точке A_i ,

- x_{A_i} - степень сухости пара, соответствующая состоянию пара в точке A_i ;

На Ts - и hs - диаграммах представлены (Рис. 2.3, б и 2.3, в):

- T – температура К; h – удельная энтальпия, Дж/кг; s - удельная энтропия Дж/(кг·К);

- h_i' – удельная энтальпия воды при t_s и при давлении p_i ;

- h_i'' – удельная энтальпия сухого насыщенного пара при t_s и при давлении p_i ;

- s_o - удельная энтропия воды при температуре 0°C и при давлении p_i ;

- s_i' - удельная энтропия воды при t_s и при давлении p_i ;

- s_i'' - удельная энтропия сухого насыщенного пара при t_s и при давлении p_i ;

- $s_{A_i} = s_i' + (s_i'' - s_i') \cdot x_{A_i}$ - удельная энтальпия влажного пара, соответствующая состоянию в точке A_i ,

- $s_{A_i} = s_i' + \frac{x_{A_i} \cdot r}{T_n}$ - удельная энтропия влажного пара, соответствующего состоянию в точке A_i .

- $h_{A_i} = h_i' + (h_i'' - h_i') \cdot x_{A_i}$ - удельная энтропия влажного пара, соответствующая состоянию в точке A_i .

где $r_i = h_i'' - h_i'$ - теплота парообразования, которая необходима для превращения 1 кг кипящей воды в сухой насыщенный пар при давлении p_i .

- K - критическая точка, в которой параметры состояния имеют значения $t_k = 374,16$ °C; $p_k = 22,16$ МПа; $v_k = 0,0032$ м³/кг; $h_k = 2095,2$ кДж/кг.

Линии на pv -, Ts - и hs – диаграммах (см. рис. 2.3):

- кривая $K - b_i$ - нижняя пограничная линия (семейство точек, в которых степень сухости пара $x = 0$) разделяет зону жидкой фазы (слева) от двухфазной (справа) зоны;

- кривая $K - c_i$ - верхняя пограничная линия (во всех ее точках $x = 1$) разделяет двухфазную зону (слева) от зоны перегретого пара (справа);

- кривая $K - x_{A_i}$ - линия равной сухости пара, проходящая через точку A_i ;

- кривая $b_i - c_i$ - изобарно - изотермная линия парообразования, которая в зоне перегретого пара разветвляется на изобару ($c_i - d_i$) $p_i = const$ и на изотерму ($c_i - e_i$) $t_i = const$.

На hs - диаграмме через точку A_i проходит пунктирная линия - изохора v_{A_i}

= *const* (семейство точек, в которых удельный объем пара имеет одинаковое значение).

Преимуществом применения этих диаграмм является возможность с их помощью наглядного представления процессов в жидкости и паре, также непосредственного определения значений функций состояния водяного пара.

Нахождение параметров состояния по *h-s*

а) Если пар влажный насыщенный, то точка его термодинамического состояния находится на пересечении изобары p_1 и промежуточной кривой степени сухости ($x < 1$).

б) Если пар сухой насыщенный, то соответствующая точка его состояния находится на пересечении изобары p_1 и верхней пограничной кривой ($x = 1$).

в) Если пар перегретый, то его состояние определяется точкой пересечения изобары p_1 и изотермы t .

2.2.2. Изопараметрические процессы изменения состояния водяного пара в *p-v* -, *Ts* - и *hs* - диаграммах

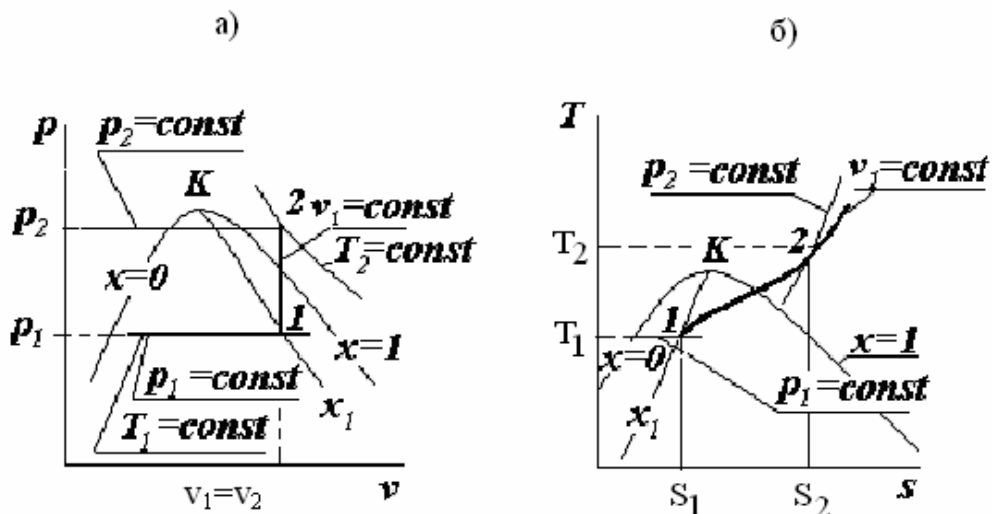
Рассмотрим примеры решения конкретных термодинамических задач при помощи этих диаграмм, приведенных на рис. 2.4 – 2.7. Для общности рассуждений предположим, что начало и конец исследуемых процессов лежат в различных зонах (в двухфазной зоне и зоне перегретого пара).

1. Изохорный процесс. $v = \text{const}$, $dv = 0$, приведен на рис. 2.4.

Необходимо исследовать процесс 1-2.

Дано: p_1 , v_1 , p_2 , ($v_2 = v_1$).

Необходимо найти: T_1 , x_1 , T_2 , s_1 , s_2 , h_1 , h_2 , u_1 , u_2 , l_{1-2} , q_{1-2} .



в)

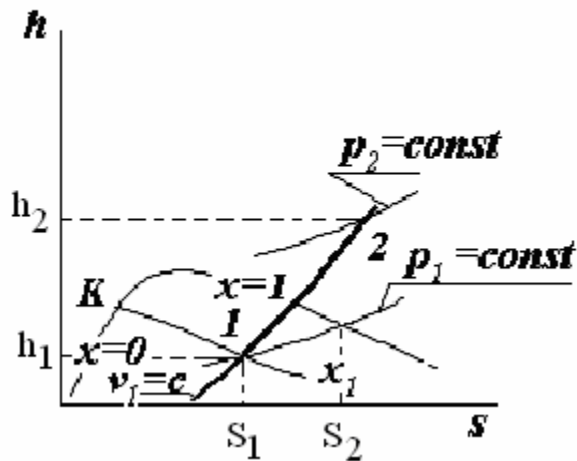


Рис. 2.4

Решение

Допустим, что начало процесса, находится в зоне влажного пара. На pv -диаграмме (см. рис. 2.4,а) по заданным значениям p_1, v_1 находим изобару $p_1 = \text{const}$ и изохору $v_1 = \text{const}$, а также изотерму $T_1 = \text{const}$, которая в зоне влажного пара совпадает с изобарой $p_1 = \text{const}$. Точка пересечения изобары $p_1 = \text{const}$ и изохоры $v_1 = \text{const}$ соответствует началу процесса 1 . Через эту же точку 1 проходит линия равной сухости $x_1 = \text{const}$. Восстанавливаем из точки 1 изохору до ее пересечения с изобарой $p_2 = \text{const}$. Точка их пересечения соответствует концу процесса - 2 . Через точку 2 проходит и изотерма $T_2 = \text{const}$. Таким образом, используя pv -диаграмму, определили T_1, T_2, x_1 .

На Ts -диаграмме (см. рис. 2.4,б) находим изохору $v_1 = \text{const}$ и линию равной сухости, соответствующей x_1 . Очевидно, что точка их пересечения соответствует началу процесса 1 , координаты которой s_1 и T_1 . Далее находим изобару $p_2 = \text{const}$, точка пересечения которой с изохорой $v_1 = \text{const}$ соответствует концу процесса 2 . Координаты точки 2 суть s_2 и T_2 . Следовательно, Ts -диаграмма позволила дополнительно определить s_1, s_2 .

На hs -диаграмме (см. рис. 2.4,в) на пересечении изобар $p_1 = \text{const}, p_2 = \text{const}$ с изохорой $v_1 = \text{const}$ определяем соответственно начальное 1 и конечное 2 состояния процесса. Очевидно, что координатами точек 1 и 2 являются $s_1, h_1; s_2, h_2$.

Далее определяем: $u_1 = h_1 - p_1 \cdot v_1, u_2 = h_2 - p_2 \cdot v_2$.

В соответствии с первым законом термодинамики при $dv = 0$, так как $v_1 = v_2 = \text{const}$

$$\delta q = du + p \cdot dv = du \Rightarrow \delta q = du \Rightarrow q_{1-2} = u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - v_1(p_2 - p_1). \quad (2.11)$$

Поскольку в этом процессе $dv = 0$, совершаемая работа будет

$$\delta l = p \cdot dv = 0 \Rightarrow l_{1-2} = 0. \quad (2.12)$$

Задача решена.

2. Изобарный процесс. $P = \text{const}$, $dp = 0$, приведен на рис. 2.5.

Исследуем процесс 1-2.

Дано: p_1 , v_1 , v_2 , ($p_2 = p_1$).

Необходимо найти: x_1 , T_1 , T_2 , s_1 , s_2 , h_1 , h_2 , l_{1-2} , q_{1-2} .

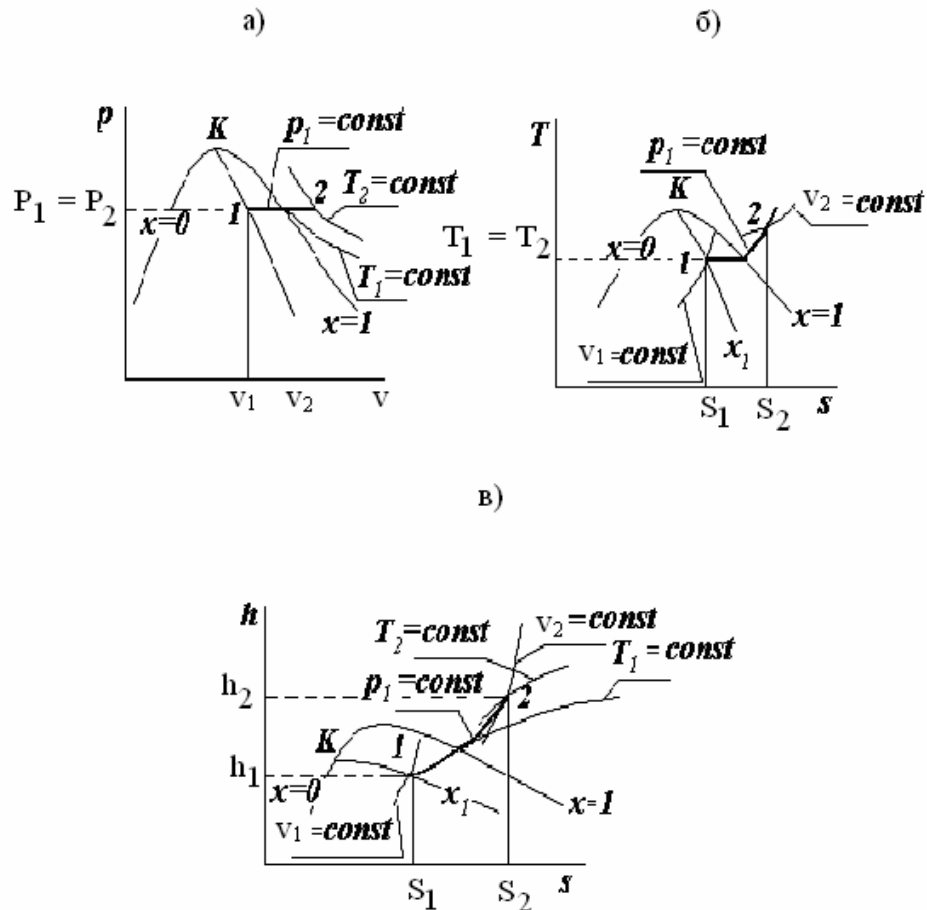


Рис. 2.5

Решение

Предположим, что начало процесса расположено в зоне влажного пара. Для решения данной задачи используем сразу hs – диаграмму (рис. 2.5,в), поскольку она обладает наибольшей информативностью. (Хотя на рис. нетрудно

проследить возможность использования как $p-v$, так и $T-s$ - диаграмм для решения данной задачи). На $h-s$ - диаграмме находим изохоры $v_1 = \text{const}$ и $v_2 = \text{const}$, а также изобару $p_1 = \text{const}$ (по изобаре $p_1 = \text{const}$ определяем температуру T_1). Точка пересечения изобары $p_1 = \text{const}$ с изохорой $v_1 = \text{const}$ соответствует началу процесса - 1, а точка пересечения изобары $p_1 = \text{const}$ с изохорой $v_2 = \text{const}$ - концу процесса - 2. Координаты точек 1 и 2 суть $s_1, h_1; s_2, h_2$. Через точку 2 проходит изотерма $T_2 = \text{const}$, так определяем T_2 . Через точку 1 проходит также линия равной сухости $x_1 = \text{const}$.

Далее вычисляем: $u_1 = h_1 - p_1 v_1, u_2 = h_2 - p_2 \cdot v_2, l_{1-2} = p_1(v_2 - v_1)$.

Исходя из уравнения первого закона термодинамики следует

$$\delta q = dh - v \cdot dp \text{ (при } dp = 0) \Rightarrow \delta q = dh \Rightarrow q_{1-2} = h_2 - h_1. \quad (2.13)$$

Задача решена.

3. Изотермический процесс. $T = \text{const}, dT = 0$, приведен на рис. 2.6.

Исследуем процесс 1-2.

Дано: $T_1, v_1, v_2, (T_2 = T_1)$.

Необходимо найти: $x_1, p_1, p_2, s_1, s_2, h_1, h_2, u_1, u_2, l_{1-2}, q_{1-2}$.

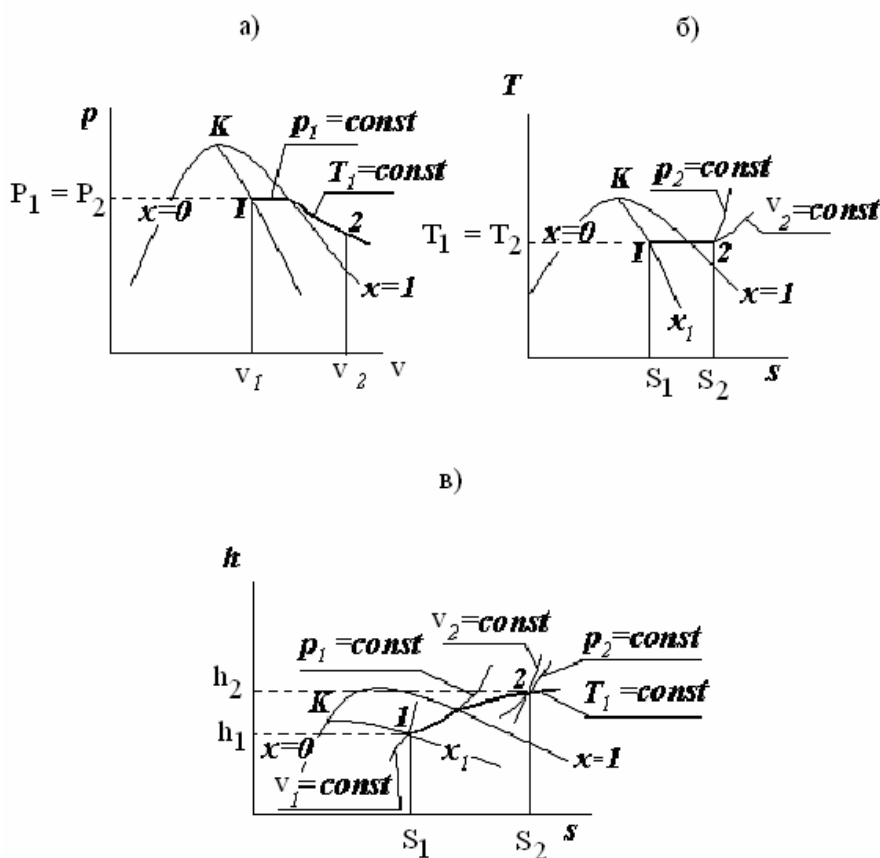


Рис. 2.6

Решение

Предполагается, что начало процесса в двухфазной зоне. Для решения задачи опять используем hs – диаграмму (см. рис. 2.6,в).

На hs - диаграмме находим изохоры $v_1 = \text{const}$, $v_2 = \text{const}$ и изотерму $T_1 = \text{const}$. Точка пересечения этой изотермы с изохорой $v_1 = \text{const}$ соответствует началу процесса 1 , через которую проходят также линия равной сухости $x_1 = \text{const}$ и изобара $p_1 = \text{const}$, что позволяет определить значения x_1 и p_1 . Координатами точки 1 являются s_1 и h_1 . Точка пересечения изотермы $T_1 = \text{const}$ с изохорой $v_2 = \text{const}$ соответствует концу процесса - 2 , координаты которой s_2 и h_2 . Через эту точку также проходит изобара $p_2 = \text{const}$, таким образом, определяется p_2 .

Далее находим:

$$u_1 = h_1 - p_1 \cdot v_1, \quad u_2 = h_2 - p_2 \cdot v_2, \quad q_{1-2} = T_1 \cdot (s_2 - s_1). \quad (2.14)$$

В соответствии с первым законом термодинамики, вычисляем работу:

$$dl = \delta q - du \Rightarrow l_{1-2} = T_1 \cdot (s_2 - s_1) - (u_2 - u_1). \quad (2.15)$$

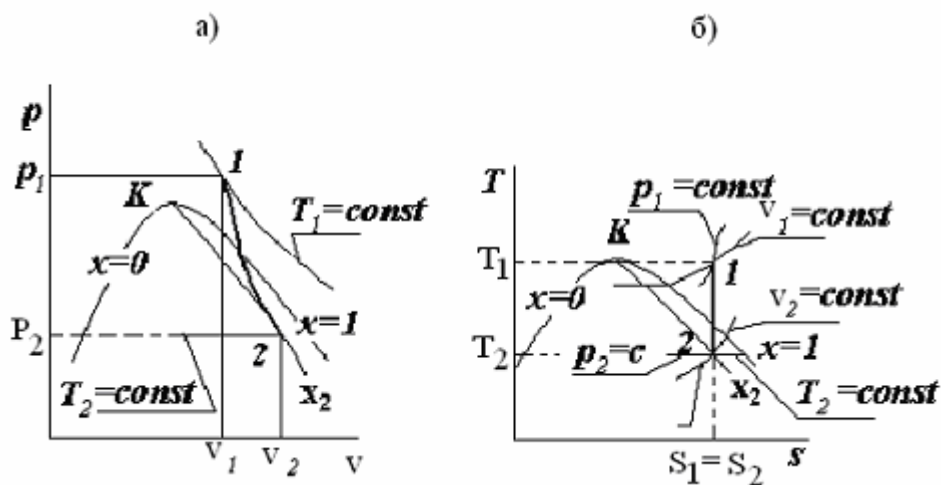
Задача решена.

4. Адиабатный процесс. $\delta q = 0$, $ds = 0$, приведен на рис. 2.7.

Исследуем процесс $1-2$.

Дано: p_1 , v_1 , v_2 .

Необходимо найти: T_1 , T_2 , p_2 , h_1 , h_2 , s_1 , s_2 , l_{1-2} , q_{1-2} , x_2 .



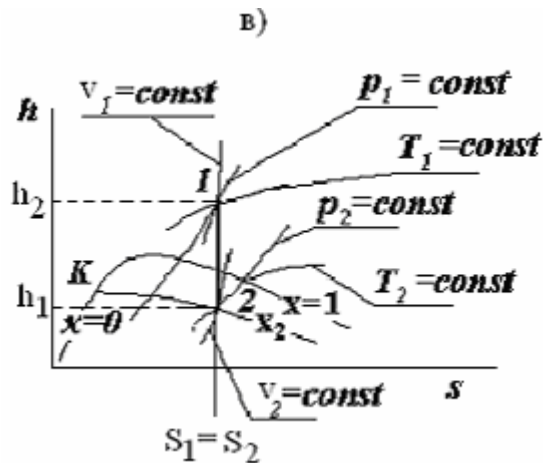


Рис. 2.7

Решение

Предполагается, что начало процесса расположено в зоне перегретого пара, а конец - в зоне влажного пара. Опять обращаемся к hs – диаграмме (см. рис. 2.7,б).

На диаграмме находим изохоры $v_1 = \text{const}$, $v_2 = \text{const}$ и изобару $p_1 = \text{const}$. Точка пересечения изохоры $v_1 = \text{const}$ с изобарой $p_1 = \text{const}$ соответствует началу процесса I , координаты которой s_1 и h_1 . Из точки I восстанавливаем адиабату (вертикальную линию) до пересечения с изохорой $v_2 = \text{const}$. Точка их пересечения соответствует концу процесса 2 , координаты которой $s_2 = s_1$ и h_2 . Через эту точку проходит изобара $p_2 = \text{const}$, которая позволяет определить p_2 , а также линия равной сухости $x_2 = \text{const}$.

Далее находим:

$$u_1 = h_1 - p_1 \cdot v_1, \quad u_2 = h_2 - p_2 \cdot v_2; \quad (2.16)$$

$\delta q = T_1 \cdot ds = 0$, так как $s_2 = s_1$, то $(ds = 0)$, следовательно, $q_{1-2} = 0$.

$$dl = \delta q - du \rightarrow dl = -du \rightarrow l_{1-2} = -(u_2 - u_1). \quad (2.17)$$

При этом p и T уменьшаются, а v – удельный объем увеличивается. При переходе через $x = 1$, показатель изменяется «Скачком», т.е. в зоне перегретого $k = 1,3$, для сухого $k = 1,135$ и в зоне влажного $k = 1,035 + 0,1X$.

Задача решена.

Вопросы для самопроверки

1. Существует ли принципиальное различие между парами и газами?
2. Какой пар называется влажным и сухим насыщенным, какой – перегретым?
3. Чем отличаются фазовые pT – диаграммы для нормальных и аномальных веществ?

4. Что такое фундаментальная (главная) тройная точка вещества?
5. Чем отличаются процессы испарения и кипения?
6. Что такое степень сухости?
7. Как рассчитываются удельный объем, энтропия и энтальпия влажного насыщенного пара?
8. Изобразите пограничные линии в фазовой Ts – диаграмме.
9. Покажите, что в области перегретого пара изобара на Ts – диаграмме идет круче изохоры?
10. Назовите величину критического давления и критической температуры для воды.
11. Изобразите линии основных процессов в фазовых pv -, Ts – и hs – диаграммах.
12. Как строятся линии постоянной степени сухости в фазовых pv -, Ts – и hs – диаграммах?
13. Получите уравнение Лапласа для дополнительного давления, обусловленного силами поверхностного натяжения.

2.3. Влажный воздух

Влагосодержание влажного воздуха. Абсолютная и относительная влажность. Точка росы. Газовая постоянная и плотность влажного воздуха. Энтальпия влажного воздуха, hd - диаграмма для влажного воздуха. Температура мокрого термометра. Измерение относительной влажности и точки росы с помощью психрометра и гигрометра.

По теме не предусмотрены лабораторные и контрольные работы. После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы можно найти в учебниках [1,3].

2.3.1. Свойства влажного воздуха

В атмосферном воздухе всегда присутствует влага в виде водяного пара. Смесь сухого воздуха с водяным паром называется влажным воздухом. На тепловых электростанциях, расположенных далеко от источников водоснабжения, часто используется так называемое обратное охлаждение циркулирующей водой, расчеты которого требуют знания свойств влажного воздуха. С влажным воздухом приходится иметь дело также в ряде теплотехнических процессов, и прежде всего в процессе сушки.

Воздух и водяной пар считаются идеальными газами. Водяной пар в воздухе может быть в насыщенном и ненасыщенном состояниях. Соответственно влажный воздух бывает:

Насыщенный влажный воздух - смесь сухого воздуха с насыщенным водяным паром.

Ненасыщенный влажный воздух - смесь сухого воздуха с перегретым водяным паром.

Температура, до которой можно охладить ненасыщенный влажный воздух, чтобы он стал насыщенным, называется температурой точки росы - t_p . При дальнейшем охлаждении влажного воздуха происходит конденсация пара.

Расчет процессов с влажным воздухом проводится при условии, что количество сухого воздуха не изменяется и равно $m_g=1$ кг. Переменной величиной является лишь количество содержащегося в смеси пара. Поэтому все характеризующие влажный воздух удельные величины относятся к 1 кг сухого воздуха, а не к 1 кг смеси.

Давление влажного воздуха определяется в виде суммы парциальных давлений воздуха p_g и водяного пара p_n :

$$p = p_g + p_n,$$

где p – давление влажного воздуха.

Абсолютной влажностью называется масса пара, содержащегося в 1 м³ влажного воздуха. Так как влажный воздух представляет из себя газовую смесь, то объем пара в смеси равен объему всей смеси. Следовательно, абсолютная влажность может быть выражена через плотность пара ρ_n в смеси при своем парциальном давлении p_n

$$\rho_n = \frac{m_n}{V_n} = \frac{m_n}{V_{см}}, \quad (2.18)$$

где m_n – масса пара, V_n и $V_{см}$ – соответственно объемы пара и смеси.

Для нахождения состояния влажного воздуха пользуются понятием влагосодержания.

Под влагосодержанием « d » понимается величина отношения массы пара m_n , содержащегося во влажном воздухе, к массе сухого воздуха

$$d = \frac{m_n}{m_g} = \frac{\rho_n}{\rho_g}, \quad (2.19)$$

где $m_n=18,06$ кг/моль, $m_g=28,95$ кг/моль.

Выведем формулу для определения влагосодержания через давление пара p_n и давление влажного воздуха p_g . Напишем уравнение состояния для сухого воздуха и водяного пара

$$p_g \cdot V = m_g \cdot R_g \cdot T ; \quad p_n \cdot V = m_n \cdot R_n \cdot T .$$

Деля первое уравнение на второе, находим:

$$\frac{p_g}{p_n} = \frac{m_g}{m_n} \cdot \frac{R_g}{R_n} = \frac{287,04 \cdot m_g}{461,1 \cdot m_n} = \frac{0,622}{d},$$

где $R_g=287,04$ Дж(кг·К) – значение газовой постоянной для воздуха;
 $R_n=461,1$ Дж(кг·К) – то же для водяного пара.

Учитывая, что $p_e=p - p_n$, находим:

$$d = 0,622 \cdot \frac{p_n}{p - p_n}. \quad (2.20)$$

Если парциальное давление водяного пара равно давлению насыщения $p_n = p'_n$, то

$$d' = 0,622 \cdot \frac{p'_n}{p - p_n}, \quad (2.21)$$

где d' - максимальное влагосодержание, т.е. максимальное количество пара, которое может находиться в 1кг сухого воздуха.

Кроме абсолютной влажности, пользуются ещё понятием относительной влажности. Под относительной влажностью ψ понимают отношение действительной абсолютной влажности ненасыщенного воздуха к максимально возможной абсолютной влажности воздуха при той же температуре

$$\psi = \frac{\rho_n}{\rho_{\max}}. \quad (2.22)$$

Относительная влажность изменяется в пределах $0 \leq \psi \leq 1$. При $\psi = 0$ - воздух сухой, при $\psi = 1$ – воздух насыщенный влагой. Из соответствующих уравнений состояния

$$p \cdot V_n = m_n \cdot R_n \cdot T \quad \text{и} \quad p_{\max} \cdot V_n = m_{\max} \cdot R_n \cdot T$$

которые могут быть представлены в виде

$$p_n = \rho_n \cdot R_n \cdot T \quad \text{и} \quad p_{\max} = \rho_{\max} \cdot R_n \cdot T.$$

Подставив значения p_n и p_{\max} из последних выражений в формулу (2.22), находим:

$$\psi = \frac{p_n}{p_{\max}}. \quad (2.23)$$

Рассматривая совместно уравнения 2.20 и 2.23, определяем:

$$\psi = \frac{d}{(0,622 + d)} \cdot \frac{p_n}{p_{\max}}. \quad (2.24)$$

Из последнего выражения видно, что при $p = p_{max}$ относительная влажность зависит только от влагосодержания d .

Относительная влажность и влагосодержание влажного воздуха могут быть определены экспериментально с помощью прибора, называемого психрометром, который состоит из двух ртутных термометров - сухого и мокрого.

Шарик ртути мокрого термометра покрыт слоем ткани, непрерывно смачиваемой водой. Если влажный воздух, окружающий термометры, будет ненасыщенный, то с поверхности ткани мокрого термометра будет испаряться вода и он покажет более низкую температуру, чем сухой термометр. Суть этого метода заключается в том, что мокрый термометр показывает температуру t_M испаряющейся воды, а сухой термометр - температуру влажного воздуха t_c .

Зная разность температур $t_c - t_M$, по специальным психрометрическим таблицам или по hd - диаграмме влажного воздуха можно определить ряд характеристик влажного воздуха (относительную влажность, влагосодержание, температуру точки росы и др.).

При отрицательных температурах, ниже -5°C , когда в воздухе содержится очень мало водяных паров, применяется гигрометр.

Гигрометр - прибор для измерения влажности воздуха. Существует несколько типов - весовой, волосной, пленочный, действие которых основано на различных принципах.

Весовой - состоит из системы U-образных трубок, наполненных гигроскопическим веществом, способным поглощать влагу из воздуха. Через эту систему насосом притягивают некоторое количество воздуха, влажность которого измеряют. Зная массу системы до и после измерения, объем пропущенного воздуха, находят *абсолютную влажность*.

Волосной - основан на свойстве обезжиренного человеческого волоса изменять свою длину при изменении влажности воздуха, что позволяет измерить относительную влажность от 30 до 100 %. Волос натянут на металлическую рамку, изменение длины волоса через шарнирное соединение передается стрелке, которая перемещается вдоль шкалы.

Пленочный - у которого чувствительный элемент из органической пленки, которая растягивается при повышении влажности и сжимается при понижении влажности.

Существуют - электролитический, керамический, конденсационный методы для измерения *точки росы* и другие.

2.3.2. Теплоёмкость и энтальпия влажного воздуха

Изобарную теплоемкость влажного воздуха c_p относят к 1кг сухого воздуха или $(1+d)$ кг влажного воздуха. Она равна сумме теплоемкостей 1кг сухого воздуха c_{p_a} и d кг пара c_{p_n} :

$$c_p = c_{p_e} + c_{p_n} \cdot d . \quad (2.25)$$

Можно принять $c_{p_e} = 1005 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}) \cong 1 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}) = \text{const}$;
 $c_{p_n} = 1,96 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$. Тогда

$$c_p = 1 + 1,96 \cdot d . \quad (2.26)$$

Энтальпия влажного воздуха определяется как энтальпия газовой смеси, состоящий из 1 кг сухого воздуха и d кг водяного пара:

$$h = h_e + h_n \cdot d . \quad (2.27)$$

где $h_e = c_{p_e} \cdot t$ - энтальпия сухого воздуха;

$h_n = c_{p_{вод}} \cdot t_n + r + c_{p_e} (t - t_n)$ - энтальпия водяного пара, находящегося во влажном воздухе в перегретом состоянии:

t - температура влажного воздуха; r - скрытая теплота парообразования воды;
 $c_p = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ - удельная изобарная теплоемкость воды; t_H - температура насыщения при парциальном давлении в смеси.

Учитывая, что для $0 \leq t_n < 100 \text{ }^\circ\text{C}$ $r \approx 2490 - 2,3t_H \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;
 $h_n = 4,19t_H + 2490 - 2,3t_H + 1,96(t - t_H) = 2490 + 1,96t$, получим

$$h_n = 2490 - 1,96t,$$

а в пересчете на единицы системы СИ последняя формула имеет вид:

$$h = t + d(2490 + 1,96t). \quad (2.28)$$

2.3.3. hd -диаграмма влажного воздуха

Параметры влажного воздуха легко определяются графическим путем при помощи так называемой hd - диаграммы, предложенной в 1918 году профессором Л.К. Рамзиным. В ней по оси абсцисс отложено влагосодержание d влажного воздуха в г/кг, а по оси ординат - энтальпия в кДж/кг. Прямые линии, наклоненные к вертикали под углом 135° , являются линиями постоянных энтальпий ($h = \text{const}$). На диаграмме также имеются наклонно восходящие прямые линии постоянных температур влажного воздуха $t = \text{const}$; изолинии относительной влажности воздуха ($p = \text{const}$; кривая парциальных давлений $p_n = f(d)$, значения которых приведены справа на оси ординат.

По hd - диаграмме Рис. 2.8, зная температуру t и относительную влажность ψ , можно определить энтальпию h , влагосодержание d и парциальное давление p_n . По температурам сухого и мокрого термометров можно найти температуру точки росы t_p , т.е. температуру, при которой воздух насыщен водяным паром ($\psi = 100 \%$).

Процесс нагрева влажного воздуха на hd - диаграмме изображается восходящей вертикальной прямой при $d=\text{const}$. Процесс охлаждения также протекает при $d=\text{const}$ и изображается также вертикальной, но нисходящей прямой. Однако этот процесс справедлив только до состояния полного насыщения ($\varphi=100\%$). При дальнейшем охлаждении воздух будет насыщен влагой, которая будет выпадать в виде росы.

Процесс конденсации условно можно считать проходящим по линии $\psi=100\%$.

Температура точки росы с помощью hd - диаграммы находится следующим образом. Из точки, характеризующей данное состояние влажного воздуха, проводится вертикальная прямая до пересечения с линией $\psi=100\%$. Изотерма, проходящая через точку пересечения этих изолиний, и будет определять температуру росы t_p .

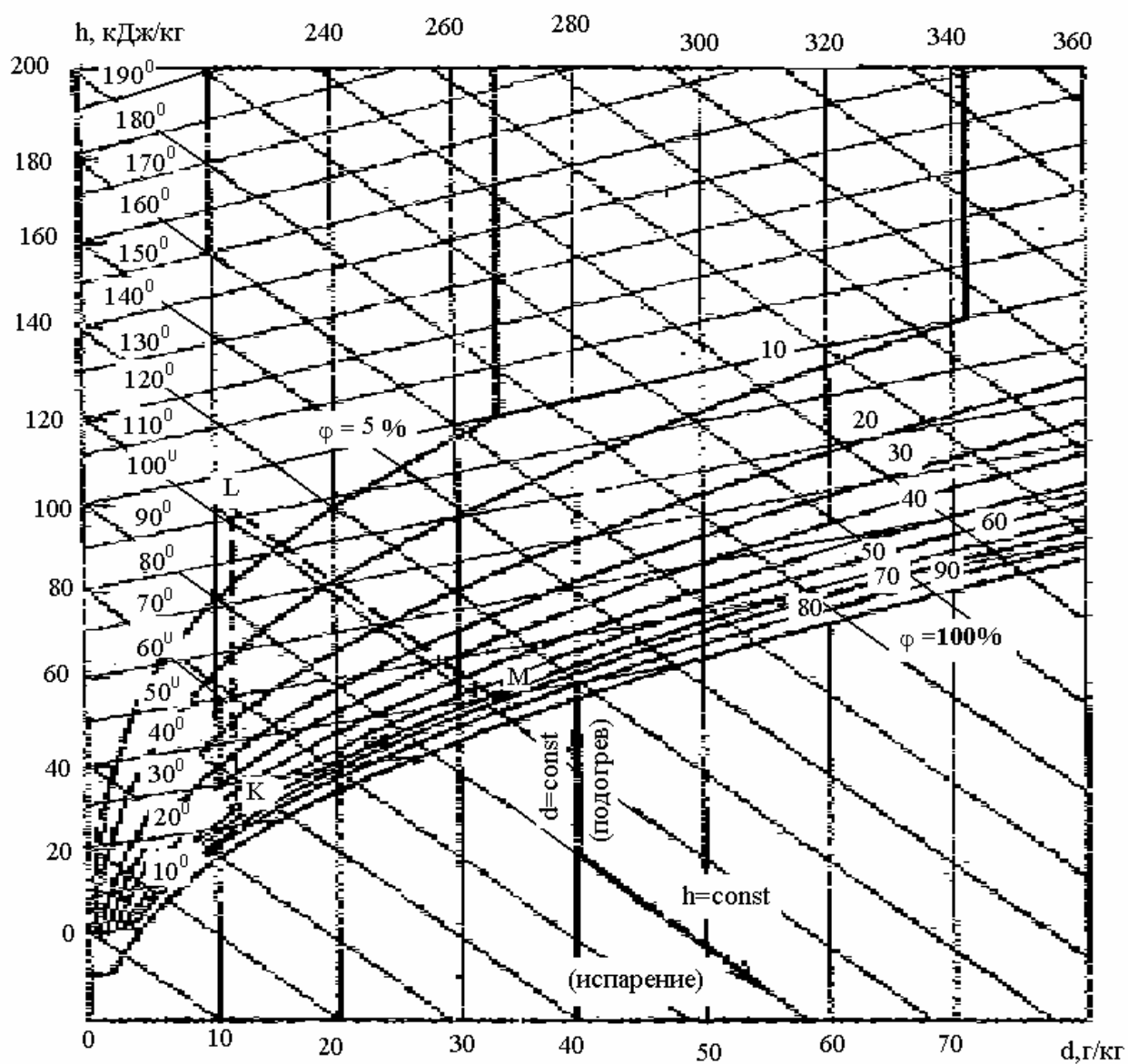


Рис. 2.8

Вопросы для самопроверки

1. Что называется влажным воздухом?
2. При каких условиях влажный воздух можно считать с достаточной степенью точности идеальным газом?
3. Как определяется массовое и мольное влагосодержание влажного воздуха?
4. В каком случае влажный воздух называется насыщенным, а в каком - ненасыщенным?
5. Как определяется энтальпия влажного воздуха?
6. Что такое относительная влажность?
7. Постройте линии $\varphi = \text{const}$; $t = \text{const}$; $h = \text{const}$ в hd - диаграмме влажного воздуха
8. Почему в процессе испарения в идеальной сушилке энтальпию влажного воздуха можно считать постоянной?
9. Как определить состояние влажного воздуха с помощью психрометра?
10. Что такое точка росы?

2.4. Термодинамика газового потока. Истечение газов через сопло

Уравнение первого закона термодинамики для потока. Уравнение неразрывности потока. Уравнение механической энергии для потока (уравнение Бернулли) «Располагаемая работа» Адиабатные течения. Параметры полного адиабатного торможения потока. Сопло и диффузор. Скорость истечения газа (пара) из сужающегося сопла. Расход газа (пара) при истечении из сужающегося сопла. Максимальный расход и критическая скорость истечения. Критическое отношение давлений. Скорость звука. Зависимость скорости и расхода от отношения давлений. Условия перехода скорости потока через скорость звука. Комбинированное сопло Лавала. Расчет скорости истечения водяного пара по изменению энтальпии. Истечение с учетом необратимости. Коэффициент скорости и расхода. Принцип обращения воздействия. Понятие о тепловом, механическом и расходном соплах. Течение с трением. Течение по длинным трубам. Смешение потоков газа.

По теме выполняется контрольная работа (зад. № 7,8).

Лабораторные работы не предусмотрены.

После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы можно найти в учебниках [1,3].

2.4.1. Термодинамика газового потока

В работе тепловых двигателей и теплоэнергетических установок широко используются процессы, связанные с макроскопическим движением рабочего тела (газ, водяной пар и др.), например, в поршневых ДВС движение газа на

впуске и выпуске, в газовых и паровых турбинах - продуктов сгорания и водяного пара, в компрессорах - сжатого воздуха и т.д.

Если рабочее тело совершает направленное макроскопическое движение, как целое тело, то этот процесс особым образом должен учитываться в уравнении первого закона термодинамики.

Рассмотрим направленное движение сжимаемой текущей среды вдоль канала произвольной формы между двумя сечениями *I-I* и *II-II*, расположенными вблизи друг от друга на расстоянии Δx . На рис. 2.9 p_i, v_i, w_i и f_i, z_i соответственно означают: давление, удельный объем рабочего тела, скорость потока в рассматриваемом сечении и f_i, z_i – площадь данного сечения, его геодезическая высота.

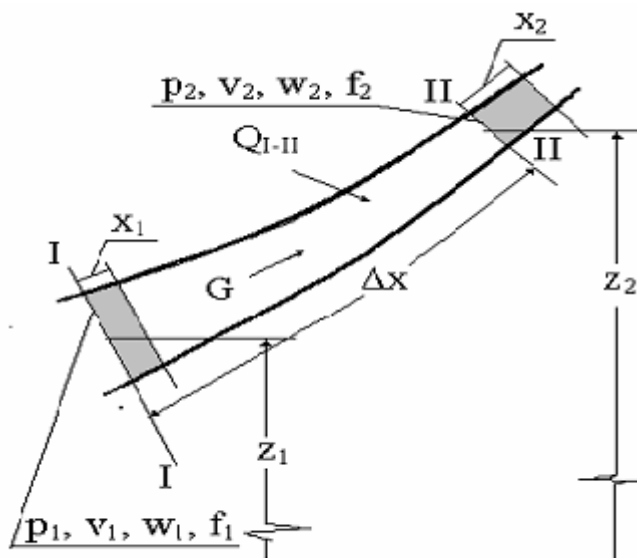


Рис. 2.9

При $i=1$ указанные параметры относятся к сечению *I-I*, при $i=2$ – к сечению *II-II*. Q_{I-II} - подводимая к потоку на выделенном участке теплота; G – массовый секундный расход текущей среды через канал.

Уравнение первого закона термодинамики применительно к данному участку канала представим в виде

$$Q_{I-II} = U_{II} - U_I + L_{I-II}, \quad (2.29)$$

где U_i – внутренняя энергия текущей среды в соответствующем сечении канала; L_{I-II} – работа, совершаемая потоком на данном участке, которая состоит из ряда составляющих:

$L_{I-I} = -p_1 f_1 x_1 = -p_1 V_1 = -p_1 v_1 G$ - работа вталкивания текущей среды через сечение *I-I*, которая совершается внешними силами (на это указывает знак «-»), где $V_1 = f_1 x_1$ - секундный объемный расход текущей среды;

$L_{II-II} = p_2 f_2 x_2 = p_2 V_2 = p_2 v_2 G$ - работа выталкивания текущей среды из рассматриваемого участка через сечение $II-II$.

Сумму работ вталкивания и выталкивания назовем работой проталкивания:

$$L_{ном} = L_{I-I} + L_{II-II} = (p_2 v_2 - p_1 v_1) \cdot G. \quad (2.30)$$

Далее учитываем изменение кинетической энергии потока при прохождении через данный участок

$$E_{I-II} = \frac{G}{2} (w_2^2 - w_1^2). \quad (2.31)$$

Необходимо также учесть изменения потенциальной энергии потока при движении вдоль этого участка

$$E_{ном} = G \cdot g (z_2 - z_1), \quad (2.32)$$

где $g=9,8 \text{ м}^2/\text{с}$ – ускорение свободного падения.

В общем случае поток текущей среды может совершать и другие виды работ по пути между сечениями $I-I$ и $II-II$, например, вращать турбину, т.е. производить техническую работу L_{mex} , кроме того, поток совершает работу против сил трения L_{mp} .

Сумма перечисленных выше составляющих равна работе L_{I-II}

$$L_{I-II} = G(p_2 v_2 - p_1 v_1) + \frac{G}{2} (w_2^2 - w_1^2) + Gg(z_2 - z_1) + L_{mex} + L_{mp}. \quad (2.33)$$

Теперь формулу (2.33) подставим в уравнение (2.29) и поделим почленно полученное выражение на секундный массовый расход текущей среды G .

$$q_{I-II} = u_2 - u_1 - (p_2 v_2 - p_1 v_1) + \frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) + g(z_2 - z_1) + l_{mex} + l_{mp}. \quad (2.34)$$

Выражение (2.34) можно представить в дифференциальной форме путем взаимного приближения рассматриваемых сечений $I-I$ и $II-II$ на бесконечно малое расстояние $\Delta x \rightarrow dx$. В этом случае в последнем уравнении необходимо произвести замену переменных, учитывая, что:

$$w_2 = w_1 + dw; \quad u_2 = u_1 + du; \quad z_2 = z_1 + dz; \quad p_2 = p_1 + dp; \quad v_2 = v_1 + dv; \\ q_{I-II} = \delta q; \quad l_{mex} = dl_{mex}; \quad l_{mp} = dl_{mp}. \quad (2.35)$$

Замена переменных приводит уравнение к виду

$$\delta q = du + d(pv) + wdw + gdz + dl_{mex} + dl_{mp}. \quad (2.36)$$

Напишем уравнение первого закона термодинамики в виде

$$\delta q = du + pdv. \quad (2.37)$$

Далее приравняв правые части уравнений (2.36 и 2.37), с учетом, что $d(pv) = pdv + vdp$, получаем

$$wdw = -vdp - gdz - dl_{mex} - dl_{mp}. \quad (2.38)$$

Последнее дифференциальное уравнение представляет математическую запись первого закона термодинамики для потока.

В конкретном характерном случае ($dl_{mex} \approx 0, dl_{mp} \approx 0, dz \approx 0$) эта зависимость принимает вид:

$$wdw = -vdp. \quad (2.39)$$

2.4.2. Термодинамика потока в каналах переменного сечения

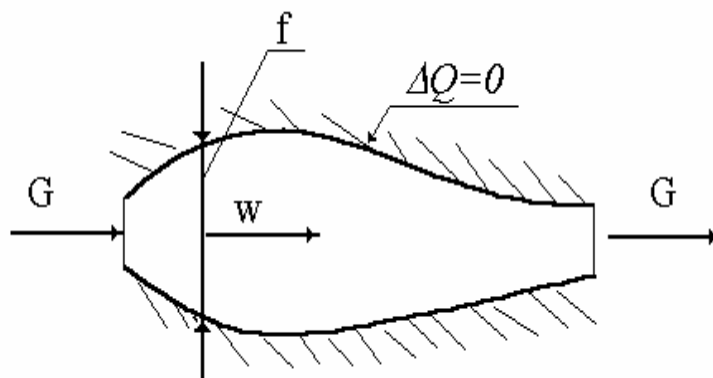


Рис. 2.10

Каналы переменного сечения, в которых происходит расширение рабочего тела и увеличение скорости потока, называются соплами (конфузорами). Они применяются для получения высоких скоростей и струй ударного действия.

Каналы переменного сечения, в которых происходит сжатие рабочего тела, сопровождающееся с ростом давления, называются диффузорами. Их используют в конструкциях насосов, вентиляторов и др.

Основой вывода общих закономерностей движения рабочего тела в каналах переменного сечения является уравнение неразрывности потока, которое при стационарном режиме движения (при $G = \text{const}$) имеет вид

$$G = f\rho w = \frac{fw}{v} = \text{const}, \quad (2.40)$$

где f - площадь рассматриваемого сечения канала; ρ , v и w - плотность, удельный объем и скорость рабочего тела в этом сечении канала.

Если формулу (2.40) последовательно прологарифмировать и продифференцировать, получим уравнение неразрывности потока в дифференциальной форме

$$\frac{df}{f} + \frac{dw}{w} - \frac{dv}{v} = 0. \quad (2.41)$$

Течение рабочего тела через канал (см.рис. 2.10) предполагается адиабатным ($\Delta Q = 0$). Это допущение объясняется ничтожной малостью тепловых потерь через стенки канала по сравнению с количеством теплоты, протекающей по каналу вместе с потоком рабочего тела. В данном случае справедливо применение уравнения адиабаты

$$pv^k = \text{const}. \quad (2.42)$$

Осуществляя процедуру логарифмирования и дифференцирования над этой зависимостью, находим

$$\frac{dp}{p} + k \frac{dv}{v} = 0. \quad (2.43)$$

Рассматривая совместно выражения (2.41 и 2.43) и используя уравнение (2.39), получаем

$$\frac{df}{f} + \frac{dw}{w} - \frac{wdw}{kpv} = 0 \Rightarrow \frac{df}{f} = \frac{wdw}{kpv} - \frac{dw}{w} = \left(\frac{w^2}{kpv} - 1 \right) \frac{dw}{w}. \quad (2.44)$$

Введя обозначения $kp_v = a^2$, $\frac{w}{a} = M$, где a представляет скорость звука и M - число Маха, получаем уравнение неразрывности в виде

$$\frac{df}{f} = (M^2 - 1) \frac{dw}{w}. \quad (2.45)$$

Последнее уравнение учитывает зависимость скорости потока w от геометрической формы канала f и представляет математическую запись закона геометрического обращения воздействия.

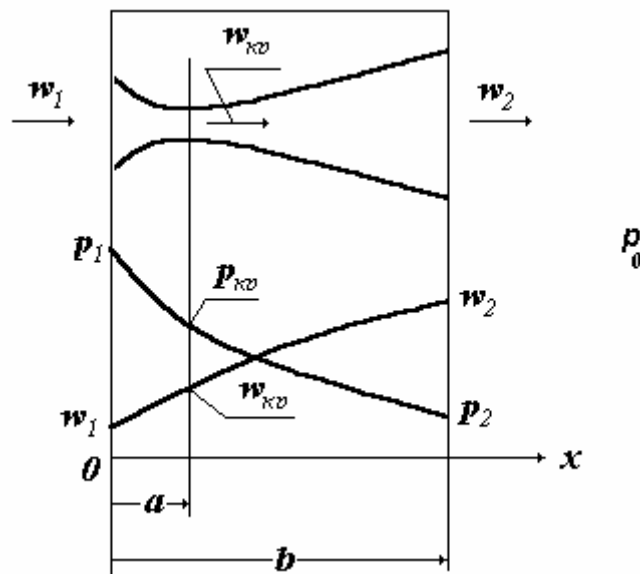


Рис. 2.11

Характерные возможные случаи движения рабочего тела в каналах переменного сечения:

- а) при $M < 1$, если по ходу движения поток сужается ($df < 0$), то скорость растет ($dw > 0$), а при расширении канала ($df > 0$), скорость потока уменьшается ($dw < 0$);
 б) при $M > 1$ имеют место следующие случаи:

$$\begin{aligned} &\text{для } df > 0, \quad dw > 0; \\ &\text{для } df < 0, \quad dw < 0. \end{aligned}$$

На рис. 2.11 представлен канал переменного сечения, который состоит из сужающегося участка ($0 < x \leq a$) и расширяющегося участка ($a < x \leq b$). Подобным образом совмещенный канал носит название сопла Лаваля, который служит для получения сверхзвуковых скоростей.

Иллюстрированная на рис. 2.11 картина распределения давления и скорости потока вдоль сопла соответствует так называемому расчетному режиму работы сопла Лаваля. Этот режим имеет место при $p_2 = p_0$, где p_0 – давление окру-

жающей среды и при условии, что в минимальном сечении сопла достигнута скорость потока, равной местной скорости звука.

При условии $p_2 \neq p_o$ – режимы течения газа и сопло Лавала называются нерасчетными.

При $p_2 > p_o$ – сопло называется недорасширенным;

При $p_2 < p_o$ – перерасширенным.

При соблюдении условий расчетного режима сопло Лавала позволяет получить сверхзвуковую скорость истечения. Конкретная сверхзвуковая скорость истечения зависит от значений параметров: p_1 и T_1 – давления и температуры во

входном сечении, $\frac{f_2}{f_{\min}}$ – отношения площадей выходного и минимального сечений сопла, а также от давления окружающей среды p_o .

Следует отметить, что для того чтобы получить другую сверхзвуковую скорость истечения, не меняя параметров газа на входе в сопло p_1, T_1 , необходимо воспользоваться другим соплом с другим отношением выходного сопла к минимальному $\frac{f_2}{f_{\min}}$.

Очевидно, что если в минимальном сечении сопла не достигнута критическая скорость потока, то на всем протяжении сопла Лавала будет дозвуковой режим движения, следовательно, скорость истечения из сопла также будет дозвуковой.

2.4.3. Истечение газов через сужающиеся сопла (конфузоры)

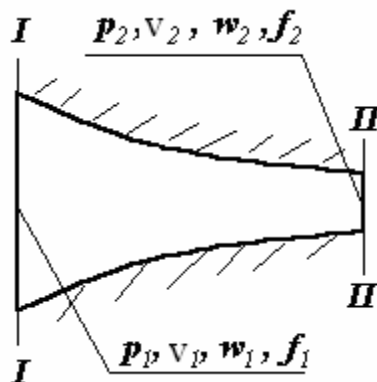


Рис. 2.12

На рис. 2.12 обозначены: p_i, v_i, w_i и f_i – давление, удельный объем, скорость газа в рассматриваемом сечении и площадь этого сечения. При $i=1$ указанные параметры соответствуют сечению I-I, а при $i=2$ – сечению II-II.

По отмеченной выше причине процесс течения газа через сопло предполагается адиабатным ($\Delta Q = 0$). При допущении, что $dl_{\text{мех}} \approx 0, dl_{\text{мп}} \approx 0, dz \approx 0, \delta q = 0$ и учитывая зависимость $dh = du + d(pv)$, уравнение первого закона термодинамики для потока (2.36) можно представить в виде

$$0 = dh + wdw \Rightarrow dh = -wdw. \quad (2.46)$$

Беря интеграл с обеих частей последнего уравнения, находим

$$\int_{h_1}^{h_2} dh = - \int_{w_1}^{w_2} wdw \Rightarrow h_2 - h_1 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}. \quad (2.47)$$

В силу имеющегося условия $f_1 \gg f_2$, $w_2 \gg w_1$, можно пренебречь $w_1 \approx 0$ и уравнению (2.47) придать вид

$$\frac{w_2^2}{2} = h_1 - h_2. \quad (2.48)$$

Из последнего выражения следует, что в конфузоре изменение кинетической энергии потока рабочего тела происходит лишь благодаря изменению его энтальпии.

Задача расчета конфузора сводится к определению w_2 при заданных значениях параметров p_1, v_1, p_2 .

Перепишем уравнение (2.48) в виде

$$\frac{w_2^2}{2} = u_1 + p_1 v_1 - \mu_2 - p_2 v_2 = (u_1 - u_2) + (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (2.49)$$

Исходя из первого закона термодинамики для адиабатного процесса $0 = du + pdv$, определяем значение первого слагаемого правой части уравнения (2.49):

$$(u_1 - u_2) = \int_{u_2}^{u_1} du = \int_{v_1}^{v_2} pdv = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (2.50)$$

Найденное выражение подставляем в уравнение (2.49) и определяем w_2 – скорость истечения рабочего тела через сечение II - II

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2)}. \quad (2.51)$$

Далее используя формулу (2.51) для скорости и уравнение неразрывности для потока $G = \frac{f_2 w_2}{v_2}$, а также введя обозначение $\beta = \frac{p_2}{p_1}$, напишем соответст-

вующие выражения для скорости потока и секундного массового расхода газа через сужающееся сопло в виде

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 v_1 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)}, \quad (2.52)$$

$$G = f_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_1 v_1}{v_2} \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)}. \quad (2.53)$$

Учитывая, что течение через конфузор адиабатное, напишем выражение для удельного объема газа на выходе из сопла

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}} = v_1 \beta^{-\frac{1}{k}}. \quad (2.54)$$

Подставив выражение (2.54) в формулу (2.53), находим

$$G = f_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left(\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}}\right)}. \quad (2.55)$$

Рассматривая формулу (2.55) как функцию $G = G(\beta)$, исследуем ее на экстремум. В результате находим критическое значение $\beta_{кр}$, при котором массовый расход газа через конфузор имеет максимальное значение

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.56)$$

Подставив (2.56) в формулу (2.52), определяем максимально возможную скорость газа на выходе из конфузора:

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_1 v_1}, \quad (2.57)$$

которую можно выразить еще через критические параметры состояния:

$$p_1 v_1^k = p_{кр} v_{кр}^k \Rightarrow v_1 = \left(\frac{p_{кр}}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot v_{кр} = v_{кр} \beta_{кр}^{\frac{1}{k}}; \quad p_1 = \frac{p_{кр}}{\beta_{кр}},$$

тогда

$$w_{кр} = \sqrt{k \cdot p_{кр} \cdot v_{кр}} = \sqrt{kRT_{кр}}, \quad (2.58)$$

где $\sqrt{kRT_{кр}}$ - скорость распространения звуковых волн в идеальном газе.

Распределению скорости вдоль сопла соответствуют условия

$$\begin{aligned} \text{для } 1 > \beta \geq \beta_{кр}, & \quad 0 < w_2 < w_{кр}; \\ \text{для } \beta_{кр} > \beta > 0, & \quad w_2 = w_{кр}. \end{aligned}$$

Формула (2.58) позволяет сделать вывод - скорость истечения из сужающегося сопла при критических условиях равна местной скорости звука. Поэтому скорость рабочего тела в конфузорах не может превышать скорости звука.

Выражение для максимального массового расхода через конфузор определяется путем подстановки выражения (2.56) в формулу (2.55)

$$G_{\max} = f_2 \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k+1}}}. \quad (2.59)$$

Как отмечалось выше, для получения сверхзвуковых скоростей необходимо использовать сопло Лавала, в минимальном сечении которого скорость потока должна быть равна $w_{кр}$.

Расчет сужающейся части сопла Лавала проводится точно так же, как и для обычного сужающегося дозвукового сопла. Площадь минимального сечения сопла определяется по заданному G_{\max} :

$$f_{\min} = \frac{G_{\max} v_{кр}}{w_{кр}}, \text{ откуда диаметр этого сечения будет равен } d_{\min} = \sqrt{\frac{4f_{\min}}{\pi}}.$$

Длину сужающейся части сопла Лавала обычно принимают равной диаметру минимального сечения сопла

$$l_1 = d_{\min}.$$

Скорость на выходе из сопла Лавала определяется формулой (2.52).

Площадь выходного сечения сопла Лавалю f_2 определяется из уравнения (1), соответственно диаметр этого сечения вычисляется из выражения $d_2 = \sqrt{\frac{4f_2}{\pi}}$. Длину расширяющейся части сопла l_2 вычисляют по формуле

$$l_2 = \frac{d_2 - d_{\min}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \quad (2.60)$$

где α - угол конусности расширяющейся части сопла Лавалю (колеблется в пределах $8 - 10^\circ$).

Вопросы для самопроверки

1. Получите выражение первого закона термодинамики для потока в термодинамической и механической формах.
2. Что такое работа проталкивания?
3. Запишите уравнение неразрывности потока в дифференциальной форме.
4. Что такое располагаемая работа?
5. Для осуществления каких процессов используют сопла и диффузоры?
6. В каких случаях процесс течения можно считать адиабатным?
7. Почему в сужающемся сопле нельзя превзойти скорость звука?
8. Как связано изменение площади поперечного сечения с изменением скорости и числом Маха?
9. В каких случаях необходимо использовать комбинированное сопло Лавалю?
10. При каких условиях режим течения в сопле Лавалю становится нерасчетным?
11. Как учитывается влияние трения на скорость течения газа или пара?
12. В чем сущность принципа обращения воздействия?
13. Что такое тепловое, механическое и расходное сопла?

2.4.4. Истечение газа с учетом трения

В отличие от теоретического изэнтропийного действительный процесс истечения реального газа происходит при трении частиц газа между собой и о стенки канала. При этом работа, затрачиваемая на преодоление сил трения, преобразуется в теплоту, в результате чего температура и энтальпия газа в выходном сечении канала возрастают. Истечение газа с трением становится необратимым процессом и сопровождается увеличением энтропии.

На рис. 2.13 в sh -координатах представлены процессы расширения газа $1^* - 2$ при истечении без трения и $1^* - 2\partial$ при истечении с трением. При одинаковом перепаде давлений $p^*_1 - p_2$ действительный теплоперепад $\Delta h_\partial = h^*_1 - h_{2\partial}$ меньше располагаемого $\Delta h = h^*_1 - h_2$. В результате этого действительная скорость истечения газа оказывается меньше теоретической.

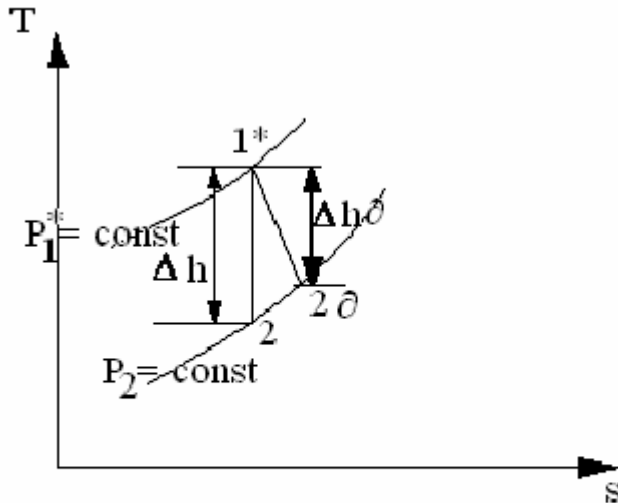


Рис. 2.13. Изэнтропийный и действительный процессы истечения газа.

Отношение разности располагаемого и действительного теплорезпадов (потери теплорезпада) к располагаемому теплорезпаду называется *коэффициентом потери энергии*

$$\zeta_c = \frac{(\Delta h - \Delta h_\delta)}{\Delta h}. \quad (2.61)$$

Отсюда

$$\Delta h_\delta = (1 - \zeta_c)\Delta h. \quad (2.62)$$

Тогда действительная скорость

$$\begin{aligned} w_\delta &= \sqrt{2\Delta h_\delta} = \sqrt{2(1 - \zeta_c)\Delta h} = \\ &= \sqrt{(1 - \zeta_c)}\sqrt{2\Delta h} = \varphi_c w. \end{aligned}$$

$$\text{Здесь} \quad \varphi_c = \sqrt{1 - \zeta_c} = \frac{w_\delta}{w}, \quad (2.63)$$

где φ_c -коэффициент скорости, учитывающий уменьшение действительной скорости по сравнению с теоретической; в современных соплах $\varphi_c = 0,95-0,98$.

$$\text{Из выражения} \quad \varphi_c = \sqrt{1 - \zeta_c} \quad \text{следует} \quad \zeta_c = 1 - \varphi_c^2. \quad (2.64)$$

Отношение действительного теплорезпада Δh_δ к теоретическому Δh , или действительной кинетической энергии $\frac{w_\delta^2}{2}$ к теоретической $\frac{w^2}{2}$ называется коэффициентом полезного действия канала

$$\eta_k = \frac{\Delta h_\delta}{\Delta h} = \frac{w_\delta^2}{w^2}.$$

$$\text{С учетом выражений (2.63) и (2.64)} \quad \eta_k = \varphi_c^2 = 1 - \zeta_c. \quad (2.65)$$

2.4.5. Истечение водяного пара

Водяной пар существенно отличается от идеального газа, для которого получены приведенные выше термодинамические формулы. Поэтому расчет истечения пара выполняется с использованием sh -диаграммы (рис. 2.14). Скорость истечения определяется по уравнению

$$w_2 = \sqrt{2(h_1^* - h_2)},$$

где h^*_1 –энthalпия в начальной точке 1, лежащей на пересечении изобары p^*_1 и изотермы T^*_1 ; h_2 –энthalпия в точке 2 при параметрах пара на срезе сопла.

В условиях изоэнтروпийного истечения положения точки 2 определяются по пересечению адиабаты, исходящей из точки 1, и изобары статического давления p_2 на срезе сопла. При истечении из сужающегося сопла p_2 зависит от режима истечения: при докритическом и критическом режимах $p_2=p_0$, при сверхкритическом $p_2=p_{кр}$ (рис.2.14,а) при истечении пара из сопла Лаваля p_2 равно давлению окружающей среды p_0 (рис. 2.14,б).

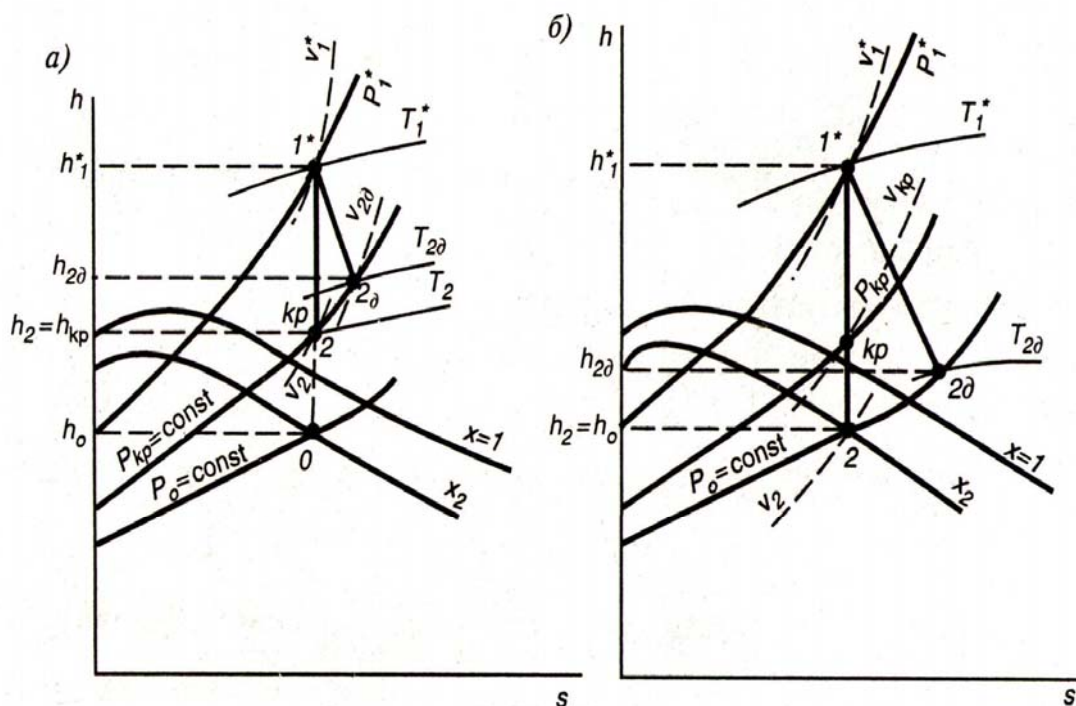


Рис. 2.14. Изоэнтропийный и действительный процессы истечения пара в sh – диаграмме: а - истечение через сужающееся сопло при $\beta < \beta_{кр}$; б - истечение через сопло Лаваля

Трудность возникает в определении критического отношения давления. С некоторой погрешностью, приемлемой для практических расчетов, $\beta_{кр}$ вычисляют по уравнению (3.49), полученному для идеального газа.

Решается это уравнение методом последовательных приближений. По задаваемому в первом приближении значению показателя адиабаты k вычисляется критическое давление $p_{кр} = p^*_1 \left[\frac{2}{(k+1)} \right]^{\frac{k}{k-1}}$. В точке пересечения адиабаты

процесса истечения и изобары $p_{кр}$ определяют удельный объем $v_{кр}$ и из соотно-

шения для адиабатного процесса $k = \frac{\lg\left(\frac{p^*_{1}}{p_{кр}}\right)}{\lg\left(\frac{v_{кр}}{v^*_{1}}\right)}$ находят новые значения показателя

адиабаты k . В соответствии с этим значением k вновь определяют $p_{кр}$. Расчеты продолжают до совпадения с задаваемой точностью значения k , принимаемого при вычислении $p_{кр}$.

Отличие реального процесса истечения пара при наличии трения от теоретического изоэнтروпийного учитывают введением коэффициента потери энергии ζ_c , тогда действительные значения Δh_{∂} изменения энтальпии в процессе истечения и w_{∂} скорости истечения определяются по выражениям (2.62) и (2.63) соответственно.

Положение на sh - диаграмме действительной конечной точки 2∂ (рис. 2.14) находят по пересечению линии $h_{2\partial} = \text{const}$ с изобарой p_2 , где $h_{2\partial} = h^*_{1} - \Delta h_{\partial}$. Реальный необратимый процесс истечения пара протекает с увеличением энтропии.

Массовый расход пара в сужающемся сопле определяется по уравнению расхода в выходном сечении $\left(G = \frac{w_2 A_2}{v_2}\right)$, а в сопле Лаваля по параметрам в узком (критическом) сечении $\left(G = \frac{w_{кр} A_{кр}}{v_{кр}}\right)$.

2.5. Расчет процессов дросселирования

Дросселирование. Уравнение процесса. Условное изображение процесса дросселирования на hs – диаграмме. Потеря эксергии при дросселировании. Изменение параметров при дросселировании. Дифференциальный адиабатный дроссель – эффект. Температура инверсии. Кривая инверсии. Использование процесса дросселирования в технике.

По теме выполняется лабораторная работа (№ 4). Контрольные работы не предусмотрены.

После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы можно найти в учебниках [1,3].

2.5.1. Уравнение процесса дросселирования

Дросселированием называется необратимый процесс протекания газа (пара) через местное сопротивление, в результате которого снижается давление газа без совершения им технической работы.

Местное сопротивление потоку создают установленные в трубопроводе вентиль, задвижка, кран, клапан, диафрагма, пористая перегородка, капиллярная трубка и другие устройства.

Рассмотрим адиабатное (без теплообмена с окружающей средой) течение газа по трубопроводу через местное сопротивление, создаваемое, например, диафрагмой (рис. 2.15).

При подходе к диафрагме поток, сужаясь, разгоняется, давление внутри его уменьшается, а на стенки трубопровода и диафрагмы вследствие торможения газа в застойной зоне оно несколько повышается. После прохождения отверстия поток, расширяясь до стенок трубопровода, тормозится, давление газа при этом возрастает. Однако давление p_2 в сечении II после диафрагмы оказывается меньше давления p_1 в сечении I перед диафрагмой. Снижение давления является следствием потерь на трение и вихреобразование, вызванное разностью давлений у стенок диафрагмы и в потоке. Вследствие этих потерь процесс дросселирования является необратимым процессом и протекает с увеличением энтропии.

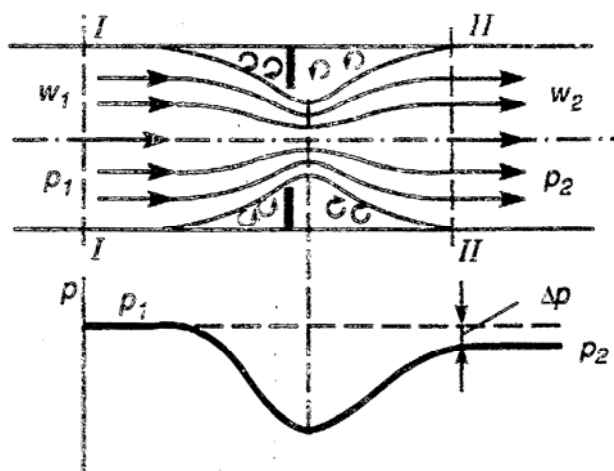


Рис. 2.15. Изменение давления при дросселировании газа диафрагмой

Величина снижения давления зависит от природы газа, параметров его состояния, скорости движения и степени сужения трубопровода.

После дросселирования удельный объем и скорость газа возрастают ($v_2 > v_1$ и $w_2 > w_1$), а температура газа в зависимости от его природы и параметров состояния перед дросселированием может как увеличиваться, так и уменьшаться, или оставаться неизменной.

Изменение температуры после дросселирования газа и пара, открытое Джоулем и Томсоном в 1852г., называется дроссель-эффектом Джоуля – Томсона.

Для адиабатного процесса дросселирования справедливо уравнение

$$h_1 - h_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}. \quad (2.66)$$

При неизменном диаметре трубы ($F = const$) и стационарном процессе, в котором через любое сечение массовый расход газа $G = const$, в соответствии с уравнением неразрывности (2.33)

$$\frac{w}{v} = \frac{G}{F} = \text{const.} \quad (2.67)$$

Отсюда следует, что скорость газа возрастает пропорционально увеличению объема. Однако при таком изменении скорости изменение кинетической энергии газа в сравнении с величиной его энтальпии оказывается ничтожно малым. Таким образом, изменением кинетической энергии газа при дросселировании можно пренебречь, тогда

$$h_1 = h_2, \quad \text{или} \quad u_1 + p_1 v_1 = u_2 + p_2 v_2.$$

Для идеального газа энтальпия является однозначной функцией температуры, поэтому эффект Джоуля – Томсона для него равен нулю.

В отличие от идеального в реальном газе имеются силы притяжения между молекулами и при расширении его внутренняя потенциальная энергия возрастает. Это и является причиной возможного изменения температуры реального газа при дросселировании. Если при бесконечно малом изменении давления происходит бесконечно малое изменение температуры, то можно написать

$$\partial T_h = \alpha_h \partial p_h \quad \text{или} \quad \alpha = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h, \quad (2.68)$$

где индекс « h » означает изменение параметров в процессе при $h = \text{const.}$

Величина α_h называется дифференциальным дроссель – эффектом Джоуля – Томсона. Так как всегда $dp < 0$, то при положительном значении $\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h$ температура газа понижается ($dT < 0$), при отрицательном значении – температура газа возрастает ($dT > 0$), а при $\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = 0$ температура газа неизменна ($dT = 0$).

Состояние газа, при котором $\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = 0$, называется *точкой инверсии эффекта Джоуля – Томсона*, а температура при этом состоянии – *температурой инверсии $T_{инв}$* .

Значение α_h определяется из уравнения

$$dh = c_p dT - \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right] dp \quad (2.69)$$

вывод которого дается в литературе, содержащей рассмотрение дифференциальных уравнений термодинамики [1, 3].

Так как при дросселировании $dh = 0$, то из (2.69) следует

$$\alpha_h = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = \frac{\left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right]}{c_p}. \quad (2.70)$$

Полагая, что реальный газ является Ван –дер –Ваальсовским газом

$$T = \frac{\left(pv + \frac{a}{v} - \frac{ab}{v^2} - pb \right)}{R}. \quad (2.71)$$

Продифференцируем уравнение (2.71) при $p = \text{const}$:

$$RdT = pdv - av^{-2}dv + 2abv^{-3}dv$$

Отсюда

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{R}{\left(p - \frac{a}{v^2} + \frac{2ab}{v^3} \right)}.$$

Подставив это выражение в уравнение (2.70), после приведения к общему знаменателю получим

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = \frac{RT - pv + \frac{a}{v} - \frac{2ab}{v^2}}{c_p \left(p - \frac{a}{v^2} + \frac{2ab}{v^3} \right)}. \quad (2.72)$$

В уравнении (2.72) коэффициенты a и b , зависящие от параметров критической точки данного газа, определяются в работе [1].

Для идеального газа $a=0$ и $b=0$ и уравнение (2.72) дает

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = \frac{RT}{(p - v)} = 0.$$

Таким образом, по уравнениям (2.71) и (2.72) можно определить значение α_h при заданном давлении p_1 . Для этого, задаваясь различными значениями удельного объема v , по (2.71) вычисляют соответствующие им температуры, затем, подставляя v и T в (2.72), находят значение дифференциального дроссель эффекта $\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h$.

Температуры, при которых кривые пересекают ось абсцисс, являются температурами инверсии. Перенеся значение температур при различных давлениях в pT –координаты, получим кривую 1 инверсии (рис. 2.16), в каждой точке

которой дроссель –эффект равен нулю и температура газа при дросселировании не изменяется. Точки на поле диаграммы внутри кривой соответствуют охлаждению газа, а снаружи кривой –подогреву газа. На этом же рисунке дана экспериментальная кривая 2-инверсия воздуха. Ее расхождение с теоретической кривой объясняется тем, что уравнение Ван –дер –Ваальса лишь приближенно отражает реальную связь параметров состояния воздуха.

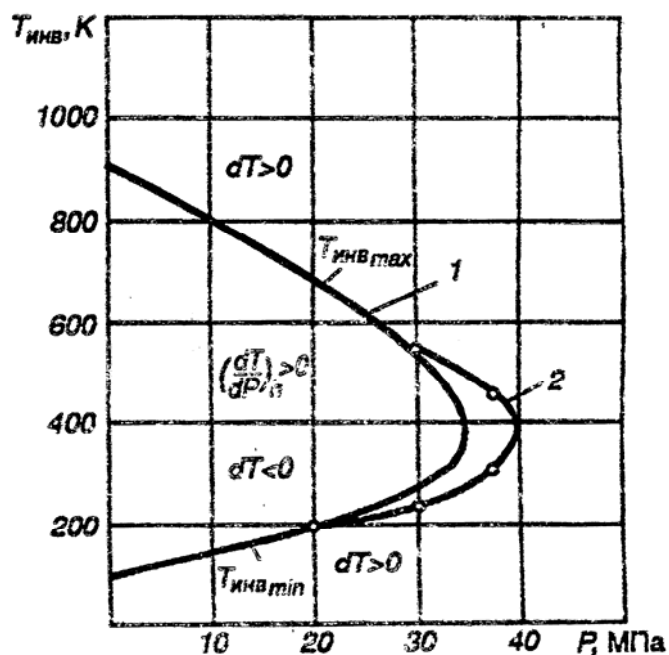


Рис. 2.16. Инверсионная кривая воздуха:
1 –расчетная; 2 –экспериментальная

Дифференциальный дроссель –эффект используется для определения температуры газа после дросселирования при малом уменьшении давления. При значительном снижении давления изменение температуры газа определяется *интегральным дроссель –эффектом Джоуля –Томсона*

$$T_2 - T_1 = \int_{p_1}^{p_2} \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h dp. \quad (2.73)$$

Практически интегрирование этого уравнения может быть выполнено по частям с учетом зависимости $\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h$ от давления и температуры.

Процесс дросселирования, как было отмечено, является существенно необратимым процессом, протекающим с увеличением энтропии и снижением работоспособности рабочего тела. Тем не менее он находит применение в практике и создается искусственно в холодильных установках для понижения температуры, в приборах, измеряющих расход газа, в установках, сжижающих газ и в некоторых других устройствах.

Вопросы для самопроверки

1. Какие предпосылки положены в основу идеализации процесса адиабатного дросселирования?
2. На что затрачивается работа расширения при дросселировании?
3. Получите выражение для дифференциального дроссель –эффекта.
4. Изобразите кривую инверсии.
5. Сопоставьте температурный эффект охлаждения при обратимом адиабатном расширении и адиабатном дросселировании.
6. Покажите с помощью hs –диаграммы, как изменяется состояние водяного пара при дросселировании.
7. Как изменяются параметры идеального газа при дросселировании?

Раздел 3. Компрессоры. Циклы тепловых двигателей

Раздел содержит четыре темы, одну контрольную работу (зад. № 9,10,11), вопросы для самопроверки и контрольный тест из десяти вопросов (№ 3). Максимальное возможное число баллов по этому разделу 40 баллов для очно-заочной и заочной формы обучения.

3.1. Виды компрессоров и процессы в компрессоре

Компрессоры. Виды и назначение компрессоров. Работа, затрачиваемая на привод одноступенчатого поршневого компрессора. Изотермическое, адиабатное и политропное сжатие. Вредное пространство. Преимущества многоступенчатого сжатия. Оптимальное распределение перепада давления по ступеням многоступенчатого компрессора. Теоретическая и индикаторная диаграммы компрессора и их изображение в координатах p, v и T, s . Отводимая теплота. Необратимое адиабатное сжатие в компрессоре. Центробежные компрессоры.

По теме выполняется контрольная работа (зад. № 9). Лабораторные работы не предусмотрены.

После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы так же можно найти в учебниках [1, 3].

3.1.1. Назначение и типы компрессоров

Компрессорами называются машины, предназначенные для сжатия воздуха, других газов и паров. Они широко применяются во многих областях техники, в том числе являются одним из основных элементов газотурбинных и холодильных установок.

По принципу действия различают компрессоры объемные и лопаточные. В объемных компрессорах рабочее тело сжимается механическим путем за счет сближения ограничивающих стенок; в лопаточных компрессорах рабочему телу сообщается за счет вращения ротора значительная скорость, а затем кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную. В обоих случаях давление

повышается и в конце сжатия доходит до 0,3 МПа и более (машины, создающие давление до 0,01 МПа, называются вентиляторами, от 0,01 до 0,3 МПа – воздуходувками или газодувками).

В свою очередь объемные компрессоры делятся на поршневые и ротационные, а лопаточные компрессоры – на центробежные и осевые.

Производительность поршневых компрессоров, выпускаемых промышленностью, не превышает 500 м³/мин, ротационных – 500 м³/мин, центробежных – 4000 м³/мин, у осевых же она доходит до 15000 м³/мин и более.

Поршневой компрессор простейшей конструкции (рис. 3.1) представляет собой цилиндр 1, в котором совершает возвратно поступательное движение поршень 2. Это движение сообщается ему посредством шатуна 3 от кривошипа или коленчатого вала 4, который приводится во вращение двигателем.

При перемещении поршня вправо в цилиндр через всасывающий клапан 5 поступает рабочее тело, при обратном ходе поршня оно сначала сжимается, затем через нагнетательный клапан 6 выталкивается.

Ротационные компрессоры (рис. 3.2) по характеру рабочего процесса близки к поршневым и после них являются наиболее распространенными. В них воздух

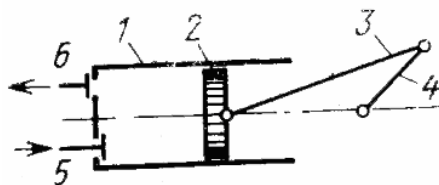


Рис. 3.1

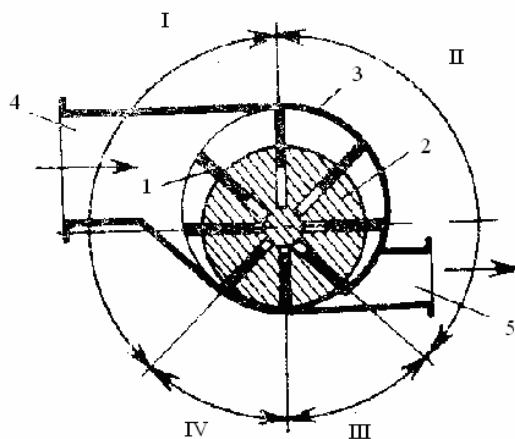


Рис. 3.2

сжимается в отдельных камерах переменного объема, образуемых пластинками 1, скользящими в пазах ротора 2 и прижимающимися под действием центробежной силы к стенкам корпуса 3. Ротор и корпус расположены эксцентрично, поэтому при перемещении камер снизу вверх объем их возрастает, а при последующем перемещении сверху вниз – уменьшается. Воздух или газ поступает в компрессор через приемный патрубок 4, заполняя в пределах зоны I увеличи-

вающиеся рабочие камеры, затем проходит зону сжатия II, где его давление повышается. Затем по мере сообщения рабочих камер с зоной нагнетания III воздух выходит из них и попадает в сжатом виде через напорный патрубок 5 в нагнетательный трубопровод. В зоне IV происходит расширение воздуха, оставшегося во вредном пространстве рабочих камер.

Простейший центробежный компрессор (рис. 3.3) имеет рабочее колесо 1 с радиально направленными каналами, которое укреплено на валу 2 и вращается с помощью двигателя в корпусе 3. Воздух или газ, поступающий в каналы рабочего колеса, отбрасывается центробежной силой к периферии и попадает в лопаточный аппарат 4, лопатки которого образуют расширяющиеся каналы. В этих каналах происходит преобразование кинетической энергии воздуха, сообщенной ему рабочим колесом, в потенциальную энергию, т.е. за счет уменьшения скорости повышается его давление. Далее сжатый воздух через напорный патрубок 5 поступает в нагнетательный трубопровод.

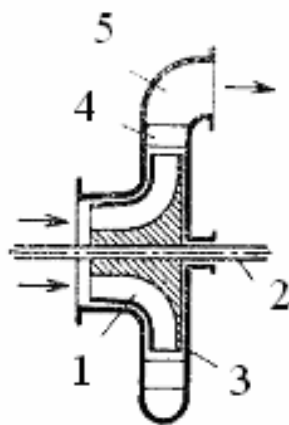


Рис. 3.3

Осевой компрессор (рис. 3.4) состоит из корпуса 1, внутри которого вращается ротор 2. На роторе укреплено несколько рабочих лопаток, перед первым рядом рабочих лопаток на корпусе укреплены неподвижные лопатки направляющего аппарата 4, а после каждого ряда рабочих лопаток – неподвижные лопатки спрямляющего аппарата 5. Каждый ряд рабочих лопаток со следующим за ним спрямляющим аппаратом составляет одну ступень повышения давления. Обычно осевой компрессор имеет 5-10 ступеней, в отдельных случаях число их доводится до 16-20.

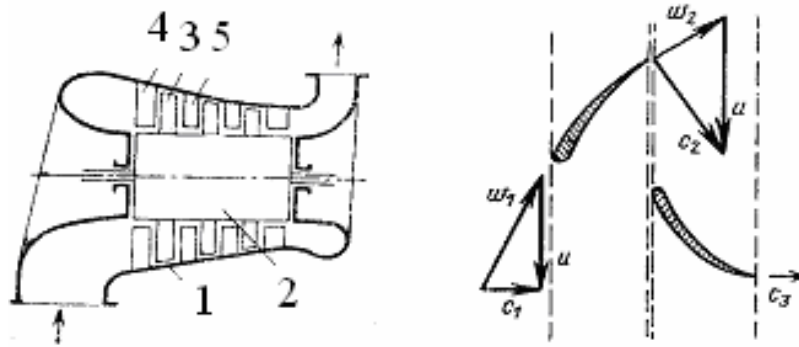


Рис. 3.4

Профиль рабочих и спрямляющих лопаток (рис. 3.4) выбран таким образом, что при прохождении через межлопаточные каналы рабочих лопаток воздух получает от ротора механическую энергию и скорость его значительно возрастает, а при прохождении через спрямляющий аппарата скорость воздуха уменьшается, за счет чего возрастает его давление.

В качестве привода центробежных и осевых компрессоров обычно используются быстроходные паровые турбины, соединяемые непосредственно с валом компрессора или синхронные электродвигатели на 1000 и 3000 об/мин, соединяемые с валом компрессора через редуктор.

3.1.2. Многоступенчатое сжатие

Политропное сжатие, как и адиабатное, сопровождается повышением температуры, что видно из формулы

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.1)$$

и наглядно представлено в Ts – диаграмме (рис. 3.5). Этим устанавливается предел повышения давления, поскольку при больших степенях сжатия конечная температура получается недопустимо высокой.

Поэтому при необходимости получения высокого давления компрессоры

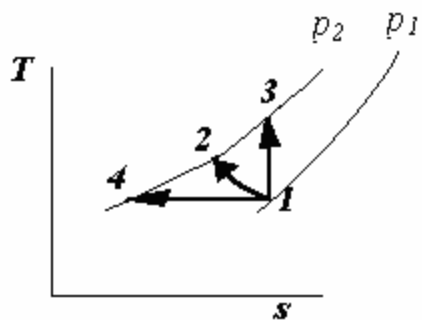


Рис. 3.5

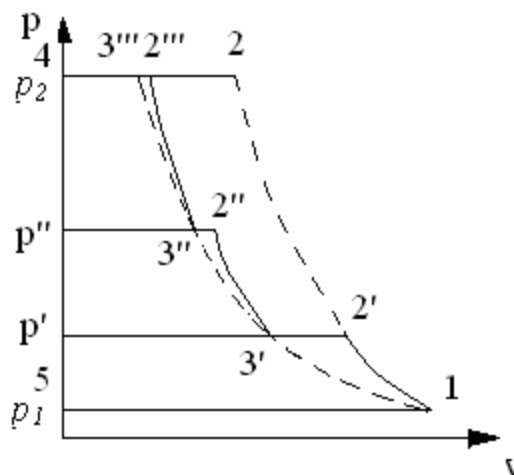


Рис. 3.6

выполняются многоступенчатыми, причем после каждой ступени рабочее тело поступает в холодильник, где охлаждается при постоянном давлении до исходной температуры.

Из $p-v$ – диаграммы, в которой в качестве примера изображен рабочий процесс трехступенчатого компрессора (рис. 3.6), отчетливо видно, что промежуточное охлаждение рабочего тела существенно уменьшает затраты технической работы (пл. $1-2'-3'-2''-3''-2'''-4-5-1 < \text{пл. } 1-2-4-5-1$) и приближает процесс сжатия к изотермическому (линия $1-3'-3''-3'''$). Последний вывод можно сделать и из $T-s$ – диаграммы этого процесса (рис. 3.7), поскольку с увеличением числа ступеней изотермы T_1 и T_2 сближаются и в пределе сливаются в одну горизонтальную линию.

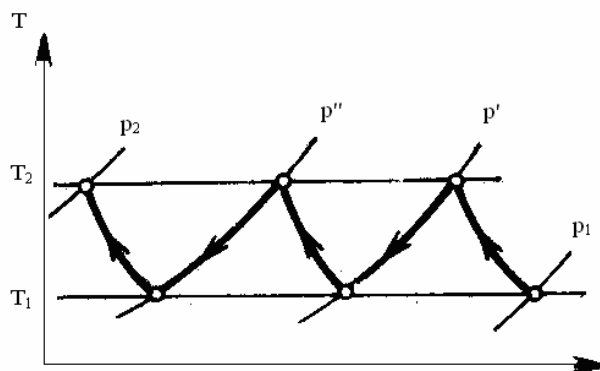


Рис. 3.7

Задача наиболее рационального распределения перепада давлений между отдельными ступенями решается исходя из условия минимальной затраты технической работы на весь процесс в целом, которое приводит к соотношению (3.2)

$$\frac{p''_{cm}}{p'_{cm}} = \sqrt[m]{\frac{p_2}{p_1}}, \quad (3.2)$$

где p'_{cm} и p''_{cm} - давление соответственно перед каждой ступенью компрессора за ней; p_1 и p_2 – давление соответственно перед компрессором и за ним; m – число ступеней.

Таким образом, степень повышения давления у всех ступеней компрессора должна быть одинаковой.

Как было отмечено выше, компрессоры конструктивно подразделяются на объемные и центробежные. Однако, несмотря на различие между ними, термодинамика процессов, протекающая в обеих группах компрессоров одинакова.

В общем случае в идеальном компрессоре (в котором отсутствуют: силы трения в клапанах, утечки, а сжатый воздух весь выталкивается из рабочих цилиндров) происходит политропно. На pV - и Ts - диаграммах процесс политропного сжатия рабочего тела изображен линией 1 – 2 (рис. 3.8).

Работа, совершаемая внешними силами на сжатие газа, называется технической работой компрессора, и определяется зависимостью

$$l_k = - \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (3.3)$$

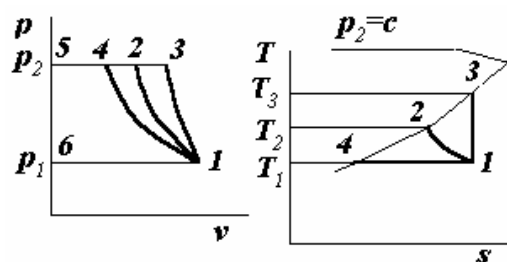


Рис. 3.8

Политропный процесс сжатия характеризуется показателем политропы, значение которого может меняться в пределах $1 \leq n \leq k$. Крайним случаям указанного диапазона $1 \leq n \leq k$ соответствуют:

- а) $n=1$ - изотермическое сжатие;
- б) $n=k$ - адиабатное сжатие.

Эти процессы на pV - и Ts - диаграммах представлены соответственно линиями 1 - 4 и 1 – 3 (см. рис. 3.8).

Техническая удельная работа компрессора:

- а) при изотермическом сжатии, численно равна площади фигуры $f_1=(1-4-5-6-1)$ и определяется по формуле

$$l_{uz}^k = -R_2 T_1 \ln \frac{p_2}{p_1}, \quad (3.4)$$

б) при адиабатном сжатии она равна площади фигуры $f_2=(1-3-5-6-1)$ и определяется по формуле

$$l_{ad}^k = -\frac{k}{k-1} R_2 T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (3.5)$$

При политропном сжатии эта работа численно равна площади фигуры $f_3=(1-2-5-6-1)$ и вычисляется в соответствии с формулой

$$l_n^k = -\frac{n}{n-1} R_2 T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (3.6)$$

где R_2 - газовая постоянная сжимаемого рабочего тела; p_1, T_1 - начальные параметры; p_2 - конечное давление.

3.1.3. Мощность привода идеального компрессора и коэффициенты полезного действия (КПД)

При оценке совершенства реальных компрессорных машин их сравнивают с идеальными. Для охлаждаемого компрессора вводится изотермический КПД

$$\eta_{uz} = \frac{l_{uz}^k}{l_\partial} = \frac{N_{uz}}{N_\partial}, \quad (3.7)$$

где l_∂ - действительная удельная работа на привод реального охлаждаемого компрессора;

$$N_{uz} = G \cdot l_{uz}^k - \text{теоретическая мощность}; \quad (3.8)$$

N_{∂} - действительная мощность; G - расход газа, кг/с.

Работа на привод идеального компрессора при изотермическом сжатии в единицу времени

$$L_{uz}^k = G \cdot l_{uz}^k = GR_2 \cdot T_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1}, \quad (3.9)$$

следовательно, и мощность

$$N_{uz} = L_{uz} = G \cdot R_2 \cdot T_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1}. \quad (3.10)$$

Для неохлаждаемого компрессора вводится понятие адиабатного КПД

$$\eta_{ad} = \frac{l_{ad}^k}{l_{\partial}} = \frac{N_{ad}}{N_{\partial}}, \quad (3.11)$$

$$l_i = -\frac{n}{n-1} \cdot R_2 T_1 \cdot \left(\left(\frac{P_{2i}}{P_{2i-1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (3.12)$$

где i - порядковый номер ступени компрессора $i=1, 2 \dots z$, где z - число ступеней. Однако предполагается, что

$$l_i = l_1 = l_2 = \dots = l_z. \quad (3.13)$$

Тогда затрата работы на привод компрессора при z ступенях равна

$$L_k = z \cdot l_i. \quad (3.14)$$

Мощность привода соответственно

$$N_k = L_k \cdot G. \quad (3.15)$$

Вопросы для самопроверки

1. Как зависит работа, затрачиваемая на привод компрессора, от показателя политропы сжатия?

2. Изобразите в координатах p, v изотермический, политропный и адиабатный процессы сжатия в компрессоре. В каком из этих процессов работа, затрачиваемая на привод компрессора, будет наименьшей?

3. Что такое объемный КПД компрессора?
4. Как влияет наличие вредного пространства на производительность компрессора?
5. В чем заключается преимущество многоступенчатого сжатия газа в компрессоре?
6. Как вычисляется необходимое число ступеней сжатия в многоступенчатом компрессоре?
7. Что такое адиабатный и изотермический КПД компрессора?
8. Изобразите индикаторную диаграмму одноступенчатого и поршневого компрессоров в координатах p, v и T, s .
9. Каковы особенности работы центробежных и осевых компрессоров?

3.2. Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС)

Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Индикаторная диаграмма и идеальный цикл ДВС. Цикл с изохорным подводом теплоты (цикл Отто). Цикл с изобарным подводом теплоты (цикл Дизеля). Цикл со смешанным подводом теплоты (цикл Тринклера). Сравнение термических КПД циклов ДВС. Термодинамический анализ КПД циклов по средним температурам подвода и отвода теплоты. Удельный расход топлива.

По теме выполняется контрольная работа (зад. № 10).

Лабораторные работы не предусмотрены.

После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы так же можно найти в учебниках [1, 3].

3.2.1. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС)

Тепловые двигатели предназначены для преобразования тепловой энергии, выделяющейся при сгорании топлива, в механическую работу.

При рассмотрении идеальных циклов делаются следующие допущения:

1. Предполагается, что цикл осуществляется постоянным количеством идеального газа, неизменного химического состава и постоянной теплоёмкости.
2. Предполагается, что процессы сжатия и расширения протекают без теплообмена с внешней средой, т.е. по адиабате.
3. Сгорание топлива и удаление продуктов сгорания заменяются условными процессами подвода и отвода тепла, протекающими при $v = \text{const}$ или $p = \text{const}$.

Для характеристики цикла вводятся понятия о его параметрах, представляющих собой отношение объёмов, температур и давлений в характерных точках цикла. К ним относятся: степень сжатия ε – это отношение объёма в начале сжатия V_1 к объёму в конце сжатия V_2 ($\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$); степень повышения давления λ – отношение наибольшего давления в цикле p_4 к давлению конца сжатия p_2

($\lambda = \frac{p_4}{p_2}$); степень предварительного расширения ρ – это отношение объема в

конце подвода тепла V_4 к объёму в конце сжатия V_2 ($\rho = \frac{V_4}{V_2}$).

В ДВС в качестве рабочего тела служат газообразные продукты сгорания топлива. Все современные ДВС подразделяются на три основные группы, в которых теплота к рабочему телу подводится:

- при постоянном объеме ($v = \text{const}$, цикл Отто);
- при постоянном давлении ($p = \text{const}$, цикл Дизеля);
- вначале при $v = \text{const}$ и затем при $p = \text{const}$ (смешанный цикл Тринклера).

Цикл Отто

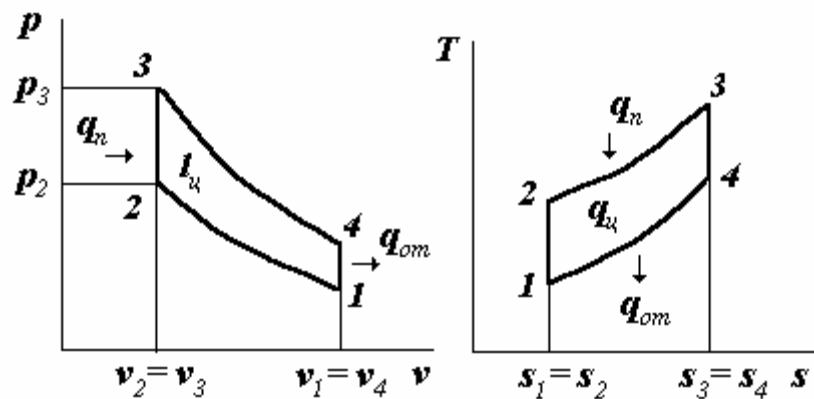


Рис. 3.9

На $p-v$ - и $T-s$ – диаграммах (см.рис. 3.9) изображен цикл с подводом теплоты q_n при постоянном объеме.

Цикл состоит из четырех последовательных процессов:

- 1-2-адиабатное сжатие рабочего тела;
- 2-3-изохорный подвод теплоты к рабочему телу $q_n = c_v \cdot (T_3 - T_2)$;
- 3-4-адиабатное расширение рабочего тела (рабочий ход);
- 4-1-изохорный отвод теплоты от рабочего тела $q_{om} = c_v \cdot (T_4 - T_1)$.

Термический КПД цикла определяется по формуле

$$\eta_t^v = 1 - \frac{q_{om}}{q_n} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (3.16)$$

где $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ - степень сжатия; $k = \frac{c_p}{c_v}$ - показатель адиабаты.

Работа цикла

$$l_u = \eta_t \cdot q_n = c_v(T_3 - T_2) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right). \quad (3.17)$$

$$\eta_{ad} = \frac{l_{ad}^k}{l_{\partial}} = \frac{N_{ad}}{N_{\partial}}.$$

Цикл Дизеля

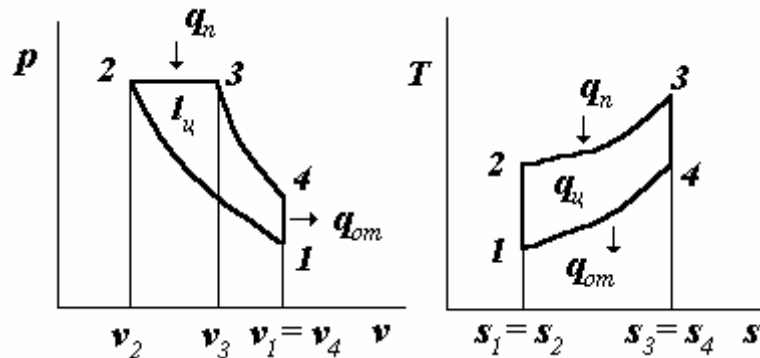


Рис. 3.10

На $p-v$ - и Ts - диаграммах (см.рис. 3.10) изображен цикл с подводом теплоты q_n при постоянном давлении. Цикл состоит из четырех последовательных процессов:

- 1-2-адиабатное сжатие рабочего тела;
- 2-3-изобарное расширение с подводом теплоты $q_n = c_p \cdot (T_3 - T_2)$;
- 3-4-адиабатное расширение рабочего тела;
- 4-1-изохорный отвод от рабочего тела теплоты $q_{om} = c_v \cdot (T_4 - T_1)$.

Термический КПД цикла

$$\eta_t^p = 1 - \frac{q_{om}}{q_n} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)\varepsilon^k}, \quad (3.18)$$

где $\rho = \frac{v_3}{v_2}$ - степень предварительного расширения.

Работа цикла определяется по формуле

$$l_u = \eta_t^p \cdot q_n = c_p (T_3 - T_2) \left(1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)\epsilon^k} \right). \quad (3.19)$$

Цикл Тринклера

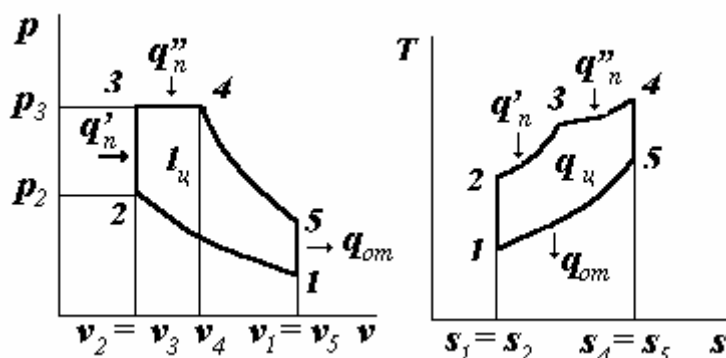


Рис. 3.11

На $p-v$ - и $T-s$ - диаграммах (см.рис. 3.11) изображен цикл Тринклера.

Цикл состоит из 5 последовательных процессов:

- 1-2-адиабатное сжатие рабочего тела;
- 2-3-изохорный подвод теплоты к рабочему телу $q'_n = c_v \cdot (T_3 - T_2)$;
- 3-4-изобарное расширение с подводом теплоты $q''_n = c_p \cdot (T_4 - T_3)$;
- 4-5-адиабатное расширение (рабочий ход);
- 5-1-изохорный отвод теплоты от рабочего тела $q_{om} = c_v \cdot (T_5 - T_1)$.

Термический КПД для смешанного цикла определяется формулой

$$\eta_t^{cm} = 1 - \frac{q_{om}}{q_n} = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \cdot \lambda (\rho - 1) \epsilon^{k-1}}, \quad (3.20)$$

где $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$ - степень повышения давления, остальные обозначения имеют прежний смысл.

$$l_y = \eta_t^{cm} (q'_n + q''_n) = \eta_t^{cm} [c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3)]. \quad (3.21)$$

3.3. Циклы газотурбинных установок (ГТУ)

Цикл газотурбинных установок (ГТУ). Принципиальная схема и цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты. Термический КПД цикла. Методы повышения термического КПД ГТУ. Отношение работы, затрачиваемой на привод компрессора, к работе турбины. Регенерация теплоты в цикле ГТУ. Многоступенчатое сжатие в компрессоре и ступенчатый подвод теплоты. Замкнутые схемы ГТУ. Рабочие тела замкнутых схем. Цикл ГТУ с изохорным подводом теплоты.

По теме выполняется контрольная работа (зад. № 11).

Лабораторные работы не предусмотрены.

После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы так же можно найти в учебниках [1, 3].

3.3.1. Принципиальная схема и цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты

Отличительной особенностью циклов ГТУ от циклов поршневых ДВС является осуществление процессов в разных элементах двигателя одновременно при непрерывном или пульсирующем потоке через них рабочего тела.

Различают циклы ГТУ с непрерывным потоком, в котором теплота подводится к рабочему телу при постоянном давлении $p = \text{const}$, и цикл ГТУ с пульсирующим потоком, в котором теплота подводится к рабочему телу при постоянном объеме $V = \text{const}$.

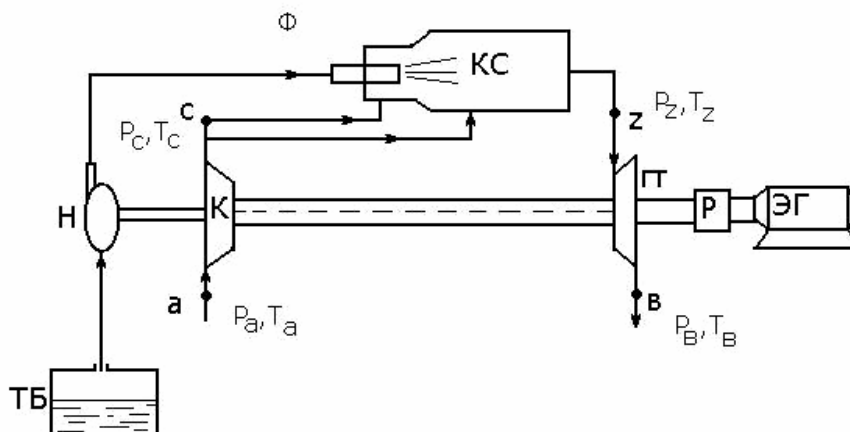


Рис. 3.12. Схема простейшей (одновальной) ГТУ:

Φ – форсунка; ТБ – топливный бак; Н – топливный насос; КС – камера сгорания; К – воздушный компрессор; ГТ – газовая турбина; Р – редуктор; ЭГ – электрический генератор

В компрессоре (К) атмосферный воздух засасывается, сжимается и его начальные параметры p_a, T_a увеличиваются до p_c, T_c .

Из компрессора воздух непрерывно подается в камеру сгорания (КС), туда же непрерывно подается под давлением через форсунки распыленное жидкое или газообразное топливо в необходимом количестве.

Запуск ГТУ осуществляется от стартера после раскрутки турбокомпрессора до пусковой частоты вращения в КС подается мелкораспыленное топливо, которое воспламеняется от электрической искры. После появления устойчивого горения свеча отключается и дальнейшее воспламенение топливовоздушной смеси осуществляется от пламени образовавшегося факела.

Образовавшиеся в КС продукты сгорания выходят из неё с температурой T_z и давлением p_z , несколько меньше давления p_c , вследствие гидравлического сопротивления КС, которое учитывается коэффициентом полного давления $\delta = \frac{p_z}{p_c} = 0,93...0,96$.

Температура газа в зоне горения составляет ≈ 2300 К, однако для обеспечения работоспособности лопаток турбины, за зоной горения в КС в поток продуктов сгорания подмешивается избыточный воздух и температура \dot{O}_z снижается до значений в транспортных ГТУ – 1100...1500 К, в авиационных - достигает 1650...1700 К. Таким образом горение топлива (т.е. подвод теплоты q_1) происходит при постоянном давлении $p = \text{const}$.

Из КС продукты сгорания поступают в турбину, где адиабатно расширяются и совершают работу, вращая рабочее колесо. В результате температура и давление газа понижаются до T_e, p_e . Большая часть работы, совершаемая газом в турбине, вследствие перепада давлений $p_z - p_a$, расходуется на привод компрессора, а оставшая часть работы (полезно-эффективная) через редуктор (Р) передается потребителю, например, в электрогенератор для производства электроэнергии.

После выхода газа из турбины происходит отвод теплоты в атмосферу с давлением p_e и температурой T_e (при $p = \text{const}$).

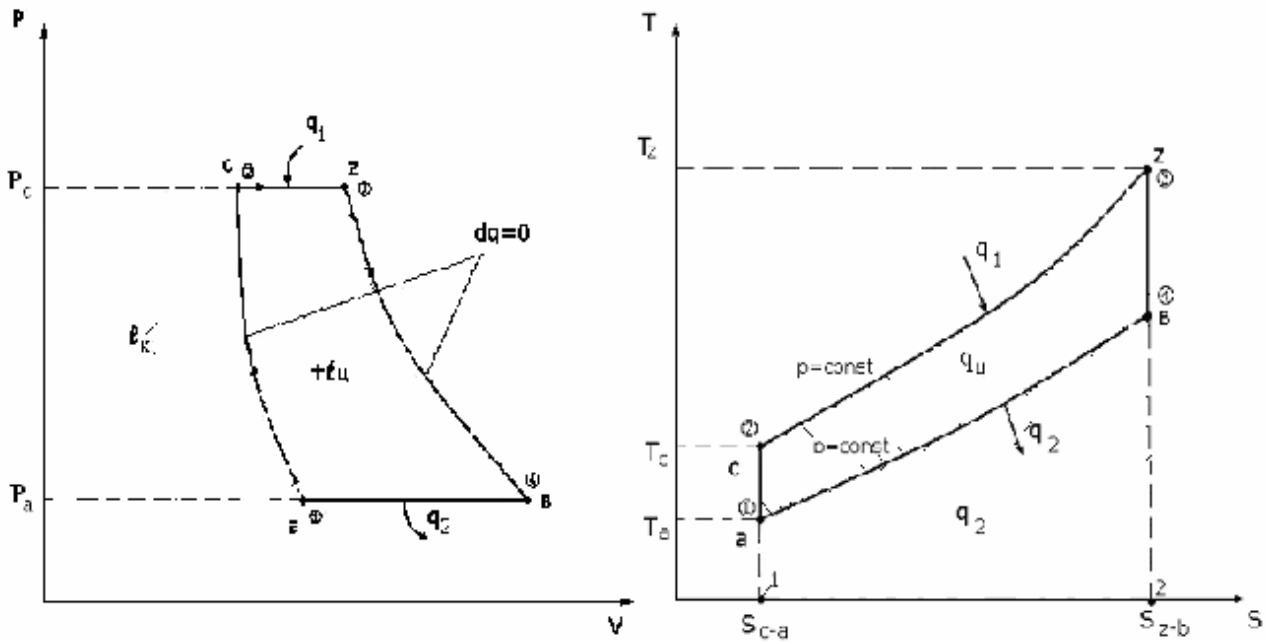


Рис. 3.13. Термодинамический цикл ГТД с подводом теплоты при $p = \text{const}$

На диаграммах процессы «ac» и «zb» - сжатие и расширение считаются адиабатными, процессы «cz» и «ab» - подвода и отвода теплоты считаются изобарными ($p = \text{const}$).

В изобарных процессах $q_1 = c_p(T_z - T_c)$ и $q_2 = c_p(T_b - T_a)$. На диаграмме T-s эти процессы изображены в виде $q_1 = \text{площадь } 1-e-z-2$, $q_2 = \text{площадь}$

$1-a-b-2$. Принимая $c_p = \text{const}$, определяем

$$\eta_t^p = 1 - \left(\frac{q_2}{q_1} \right) = 1 - \frac{(T_b - T_a)}{(T_z - T_c)}. \quad (3.22)$$

Удельная работа цикла l_u определяется как разность работ l_m в турбине и l_k работы сжатия в компрессоре.

На диаграмме p-v работа турбины l_m изобразится площадью $p_c-c-z-b-a-p_a-p_c$, работа компрессора l_k соответственно $p_c-c-a-p_a-p_c$, а разность между этими площадями даст работу цикла l_u , равную площади $a-c-z-b-a$.

$$l_u = l_m - l_k = c_p(T_z - T_b) - c_p(T_c - T_a) = \frac{k}{k-1} \cdot R \left[T_z \left(\frac{1 - T_b}{T_z} \right) - T_a \left(\frac{T_c}{T_a - 1} \right) \right] = q_1 \cdot \eta_t^p. \quad (3.23)$$

Для снижения температуры горения в камеру сгорания подводится излишнее количество воздуха и газы выбрасываются из турбины в атмосферу с высокими значениями температур эти два обстоятельства приводят к тепловым потерям и, следовательно, снижению КПД ГТУ.

ГТУ, не имея деталей с возвратно-поступательным движением могут иметь большую частоту вращения и развивать большие мощности, чем поршневые ДВС. Предельные мощности ГТУ составляют 100 -200 МВт в одном агрегате, в ДВС – около 50 – 60 МВт. Мощности ГТУ определяются высотой лопаток и их прочностью при высоких температурах и скорости вращения.

3.3.2. Цикл ГТУ с подводом теплоты при $V=const$

В ГТУ, работающей по циклу с подводом теплоты при $V=const$, процесс сгорания топлива происходит при закрытых впускных и выпускных клапанах, установленных в КС. Топливо впрыскивается в КС периодически в момент закрытия клапанов. Термодинамический цикл в координатах $p-v$ и $T-s$ изобразится следующими диаграммами (рис. 3.14)

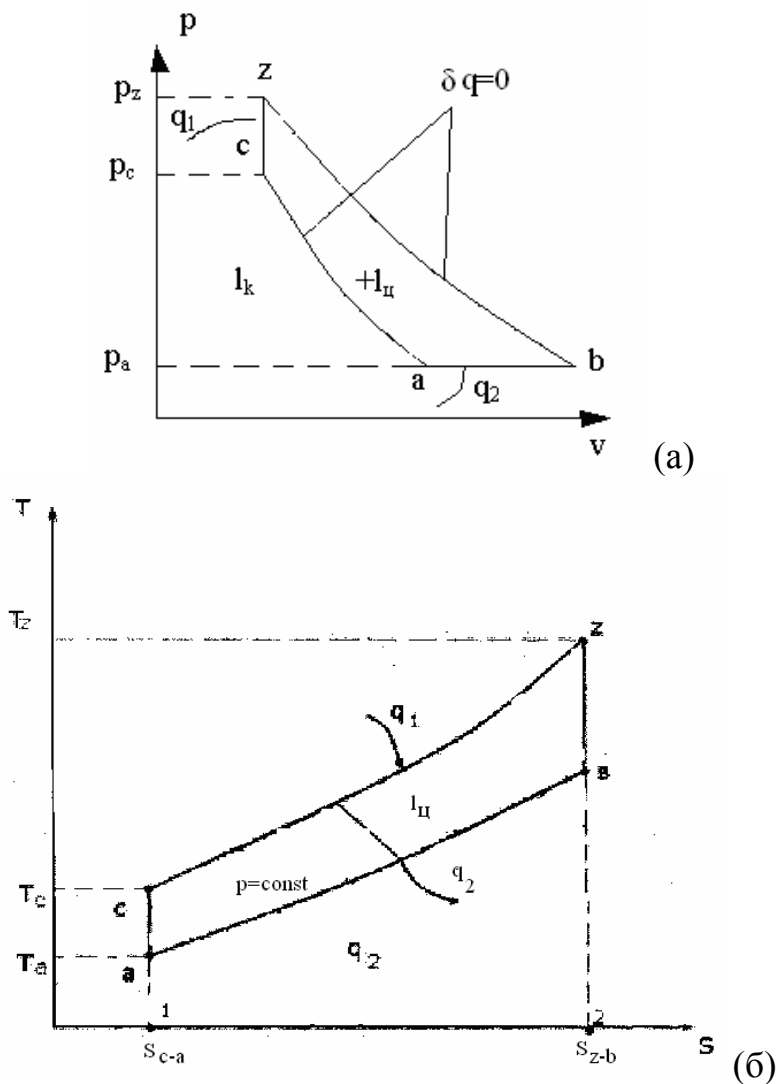


Рис.3.14

Процессы «a-c» и «b-z» - адиабатные (т.е. $\delta q=0, S=\text{const}$), процессы «c-z» - изохорный и «a-b» - изобарный. Тогда в изохорном процессе подвод теплоты $q_1=c_p(T_b-T_a)$ откуда термический КПД цикла определяется:

$$\eta_t^v = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_b - T_a)}{c_v(T_z - T_c)}. \quad (3.24)$$

Параметры газа в характерных точках цикла через начальную температуру T_a определяются из соотношений:

$$T_c = T_a \cdot \Pi_K^{\frac{k-1}{k}}; \quad T_z = T_a \cdot \lambda \cdot \Pi_K^{\frac{k-1}{k}}; \quad T_b = T_a \cdot \lambda^{\frac{1}{k}},$$

где $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ - степень повышения давления в изохорном процессе, $\Pi_k = \frac{p_c}{p_a}$ -

степень повышения давления в компрессоре.

Подставляя их в формулу термического КПД получим

$$\eta_t^v = 1 - \frac{k \left(\lambda^{\frac{1}{k}} - 1 \right)}{\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot (\lambda - 1)}. \quad (3.25)$$

Таким образом значение КПД η_t^v с подводом теплоты при $V=\text{const}$ зависит от степени повышения давления Π_K в компрессоре и от степени повышения давления λ в камере сгорания, зависящего от количества подводимой теплоты q_1 в изохорном процессе. Удельная работа за цикл определяется:

$$l_y = q_1 \cdot \eta_t^v = c_v(T_z - T_c) \cdot \eta_t^v. \quad (3.26)$$

3.3.3. Регенерация теплоты в цикле ГТУ. Многоступенчатое сжатие в компрессоре и ступенчатый подвод теплоты

Регенерация теплоты в ГТУ от газов выходящих из турбины осуществляется для подогрева воздуха подводимого в камеру сгорания, что позволяет обеспечить требуемую максимальную температуру цикла T_z . Схема ГТУ с подводом теплоты при $p=\text{const}$ и регенерацией теплоты приведена на рис. 3.15.

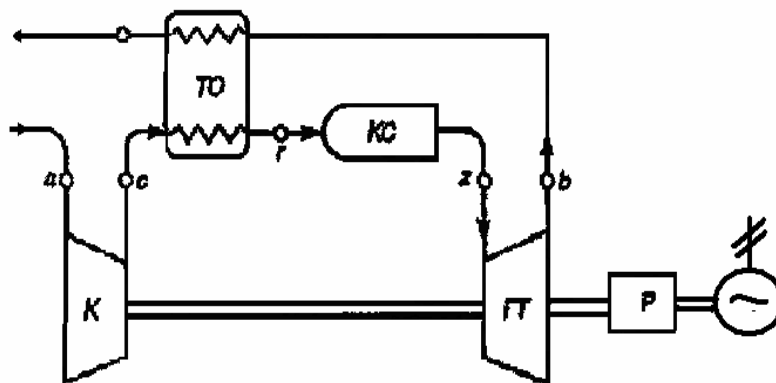


Рис. 3.15. Схема ГТД с регенерацией теплоты:
 К – компрессор; ТО – теплообменник; КС – камера сгорания;
 ГТ – газовая турбина; Р – редуктор

В эту схему вводится теплообменник (ТО), в котором выходящие из турбины газы подогревают воздух, поступающий из компрессора в камеру сгорания. Термодинамический цикл такой ГТУ показан на рис. 3.16.

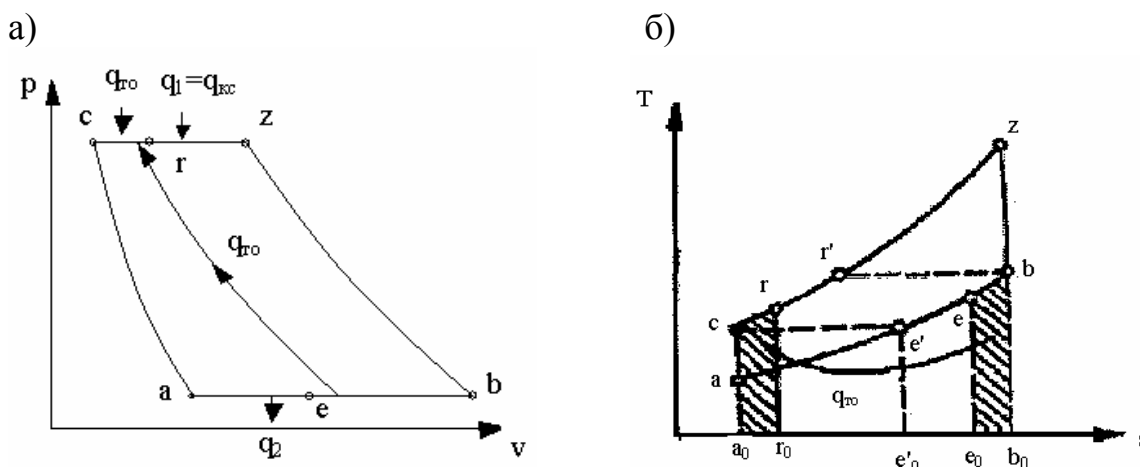


Рис. 3.16. Термодинамический цикл ГТД с регенерацией теплоты:
 а – в координатах $p-v$; б – в координатах $T-s$

Цикл образует следующие процессы: $a-c$ – адиабатное сжатие; $c-r$ – изобарный подвод теплоты q_{m0} в теплообменнике, $r-z$ – изобарный подвод теплоты q_1 в камере сгорания, $z-b$ – адиабатное расширение в турбине, $b-e$ – изобарный отвод теплоты q_{m0} от продуктов сгорания в теплообменнике, $e-a$ – изобарный отвод теплоты q_2 в окружающую среду.

Количество теплоты, отдаваемое газом в теплообменнике и получаемое воздухом, соответствует площадям $e_0-e-b-b_0-e_0 = a_0-c-r-r_0-a_0$ и определяется по формулам

$$q_{mo} = c_p (T_b - T_e) = c_p (T_r - T_c). \quad (3.27)$$

Для оценки эффекта регенерации вводится степень регенерации, представляющей отношение значений действительного повышения температуры воздуха в теплообменнике $(T_r - T_c)$ к максимально возможному $(T'_r - T_c) = (T_b - T_c)$

$$\eta_p = \frac{T_r - T_c}{T_b - T_c}. \quad (3.28)$$

С целью увеличения термодинамического КПД и достижения степени регенерации теплоты близкого к единице ($\eta_p \approx 1$) применяется регенеративный цикл с многоступенчатым сжатием воздуха и многоступенчатым расширением газа в турбинах.

Вопросы для самопроверки

1. Изобразите принципиальную схему ГТУ без регенерации и с регенерацией теплоты.
2. Какими методами можно повысить термический КПД ГТУ?
3. Покажите графически в координатах T, s , что использование регенерации теплоты, ступенчатого сжатия и подвода теплоты приближает термический КПД цикла ГТУ к термическому КПД цикла Карно в том же интервале температур.
4. Почему в идеальном цикле ГТУ отвод теплоты принимается изобарным?

3.4. Циклы реактивных двигателей Схема, цикл и термический КПД прямоточного и турбореактивного двигателей

По теме не предусмотрены контрольные работы и лабораторные работы.

После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы можно найти в учебниках [1,3].

Реактивными называются двигатели, развивающие силу тяги за счет реакции потока газообразных продуктов сгорания, вытекающих с большой скоростью из сопла в окружающую среду. Эти двигатели применяются на летательных аппаратах и подразделяются на воздушно-реактивные двигатели, у которых окислителем топлива является кислород атмосферного воздуха, жидкостные реактивные двигатели, у которых окислителем является жидкость, запасенная на борту летательного аппарата (жидкий кислород, перекись водорода, азотная кислота), и пороховые двигатели, в которых топливом служит твердое топливо – порох, содержащий в своем составе необходимый для горения кислород.

Топливом для воздушно-реактивных двигателей служит обычно керосин, для жидкостных – водород и соединения его с углеродом, а также твердые металлы с малой атомной массой (литий, бор) и их соединения с водородом.

Наиболее просто устроен бескомпрессорный прямоточный воздушно-реактивный двигатель, который вообще не имеет движущихся частей (рис.3.17). Он состоит из диффузора 1, камеры сгорания 2 и реактивного сопла 3. При движении летательного аппарата справа налево поток набегающего воздуха тормозится в диффузоре и давление за счет снижения скорости повышается. С повышенным давлением воздух поступает в камеру сгорания, где сжигается топливо, впрыскиваемое через форсунки. Образующиеся газы выходят с большей скоростью наружу через сопло, вследствие чего образуется реактивная тяга, которая и приводит аппарат в движение.

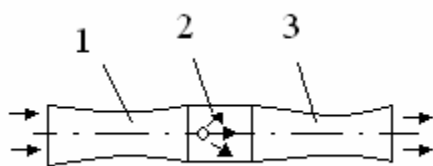


Рис. 3.17

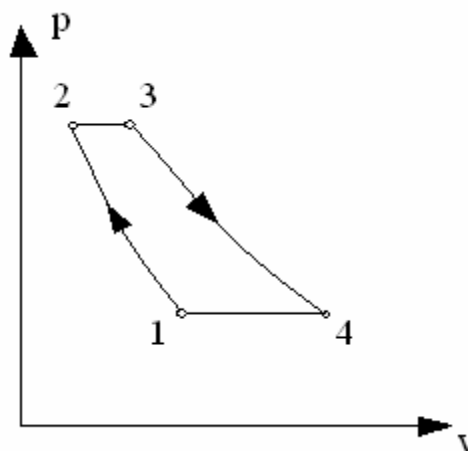


Рис. 3.18

Идеальный цикл такого двигателя (рис. 3.18) аналогичен циклу газотурбинной установки с подводом теплоты при $p = \text{const}$: адиабата 1-2 соответствует сжатию воздуха в диффузоре, изобара 2-3 – горению топлива в камере сгорания, адиабата 3-4 – расширению газов в реактивном сопле, а изобара 4-1 условно замыкает цикл.

Как уже было показано, термический КПД такого цикла определяется по формуле (3.22) при условии, что в диффузоре скорость набегающего потока w снижается до нуля ($w_2 = 0$), т.е. происходит полное адиабатное торможение. Проанализируем этот процесс в соответствии с первым законом термодинамики для потока (2.36).

$$\delta q = w \cdot dw + du + d(pv) + g dz + dl_{mex} + dl_{mp}.$$

В рассматриваемом случае ($\delta q = 0$), при предположении, что $g dz \approx 0$, $dl_{тех} \approx 0$, $dl_{тр} \approx 0$ последнее уравнение приобретает вид:

$$w \cdot dw = -du - d(pv) = -d(u + pv) = -dh.$$

Берем интеграл с обеих частей этого уравнения

$$\int_w^{w_2=0} w dw = - \int_{h_1}^{h_2} dh \Rightarrow -\frac{w^2}{2} = h_2 - h_1 \Rightarrow \frac{w^2}{2} = c_p(T_2 - T_1)$$

откуда получаем:

$$T_2 = T_1 + \frac{w^2}{2c_p}, \quad (3.29)$$

где T_1 и T_2 –соответственно температура потока при входе в диффузор и после адиабатного торможения

Далее

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{w^2}{2c_p T_1}; \quad \frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{1 + \frac{w^2}{2c_p T_1}}. \quad (3.30)$$

Тогда формула для термического КПД $\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2}$ примет вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{1 + \frac{w^2}{2c_p T_1}} = \frac{1 + \frac{w^2}{2c_p T_1} - 1}{1 + \frac{w^2}{2c_p T_1}} = \frac{\frac{w^2}{2c_p T_1}}{1 + \frac{w^2}{2c_p T_1}}$$

откуда, разделив числитель и знаменатель на $\frac{w^2}{2c_p T_1}$, получим окончательно:

$$\eta_t = \frac{1}{1 + \frac{2c_p T_1}{w^2}}. \quad (3.31)$$

Полученная формула показывает, что термический КПД цикла зависит от скорости полета. Легко показать, что при $w \leq 1000$ км/ч (280м/сек) из-за малой степени сжатия он получается незначительным ($\eta_t \leq 0,12$). Таким образом, применение бескомпрессорных прямооточных реактивных двигателей становится целесообразным только при сверхвысоких скоростях (3000 ÷ 4000 км/ч), когда степень сжатия получается достаточно большой и η_t доходит до 0,55 - 0,65.

Чтобы повысить степень сжатия, а следовательно, и термический КПД прямооточного воздушно-реактивного двигателя при скоростях полета

$w \leq 1000 \text{ км/ч}$, характерных для современной авиации, его снабжают дополнительно турбокомпрессором, который устанавливается за диффузором и приводится в действие газовой турбиной, установленной перед реактивным соплом двигателя. Схема такого турбокомпрессорного воздушно-реактивного двигателя представлена на рис. 3.19. Она включает в себя диффузор 1, турбокомпрессор 2, камеру сгорания 3, газовую турбину 4 и реактивное сопло 5.

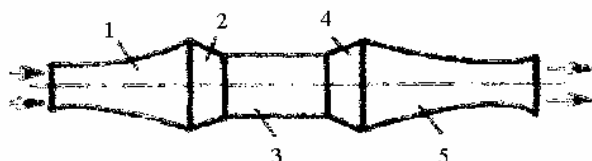


Рис. 3.19

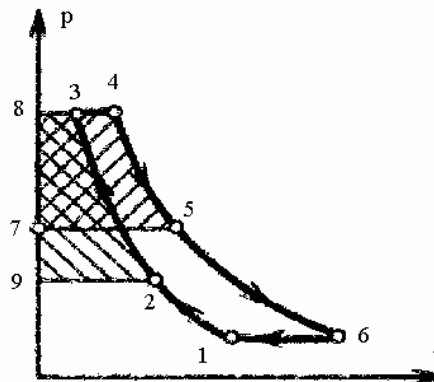


Рис. 3.20

Идеальный цикл такого двигателя (рис. 3.20) состоит из адиабаты 1-2, соответствующей сжатию воздуха в диффузоре 1, продолжающей ее адиабаты 2-3, соответствующей дополнительному сжатию воздуха в компрессоре 2, изобары 3-4, соответствующей сгоранию топлива в камере сгорания 3, адиабата 4-5, соответствующей расширению газов в турбине 4, продолжающей ее адиабаты 5-6, соответствующей расширению газов в реактивном сопле 5, и, наконец, изобары 6-1, условно замыкающей цикл.

Работа газовой турбины $l_T = h_4 - h_5$ изображается площадью 4-5-7-8-4 и теоретически равна работе компрессора $l_k = h_3 - h_2$, изображаемой площадью 2-3-8-9-2.

Сочетание реактивного двигателя с турбокомпрессором позволяет осуществлять двигатели мощностью в 3000 л.с. и более, являющиеся основным типом двигателей в современной авиации.

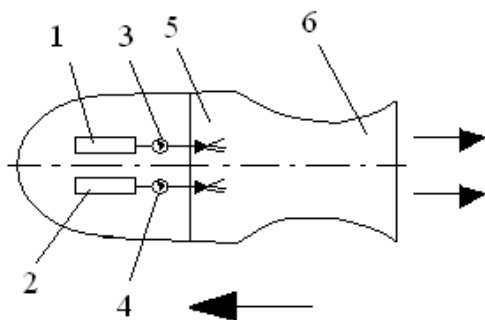


Рис. 3.21

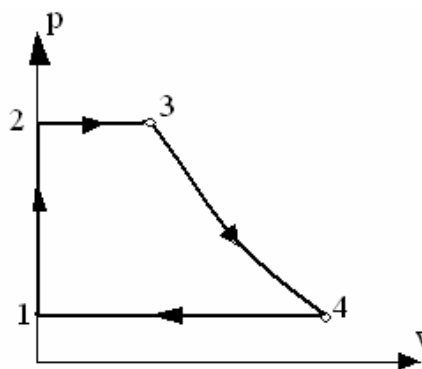


Рис. 3.22

Жидкостные реактивные двигатели (ЖРД) в общих чертах устроены следующим образом (рис. 3.21). Топливо и жидкий окислитель подаются из баков 1 и 2 насосами 3 и 4 в камеру сгорания 5, где происходит сгорание при $p = \text{const}$.

Газообразные продукты сгорания вытекают в окружающую среду через реактивное сопло 6, и создаваемая ими реактивная тяга толкает двигатель вперед.

Повышение давления топлива и окислителя от p_1 до p_2 осуществляется насосами, а так как жидкости практически несжимаемы, то, как показано на рис. 3.22, процесс идет по изохоре 1-2, совпадающей с осью ординат (поскольку удельный объем жидкостей очень мал и им можно пренебречь). Горению топлива соответствует изобара 2-3, расширению газов в реактивном сопле – адиабата 3-4, а смена отработавших газов топливом и окислителем – изобара 4-1, условно замыкающая цикл.

Тепло, подводимое в процессе 2-3, составляет: $q_1 = h_3 - h_2$.

А тепло, отводимое в процессе 4-1, $q_2 = h_4 - h_1$

следовательно,

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = \frac{h_3 - h_2 - h_4 + h_1}{h_3 - h_2} = \frac{h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_1 - (h_2 - h_1)}. \quad (3.32)$$

Разность энтальпии $h_2 - h_1$ равна работе насосов, которая очень мала из-за малого удельного объема жидкостей. Поэтому величиной $h_2 - h_1$ можно пренебречь. Тогда

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1}. \quad (3.33)$$

Вместе с тем согласно первому закону термодинамики для потока (2.36)

$$h_3 - h_4 = \frac{w^2}{2},$$

где w – скорость истечения газов из сопла. Тогда

$$\eta_t = \frac{w^2}{2(h_3 - h_1)}.$$

Таким образом, термический КПД ЖРД возрастает пропорционально квадрату скорости газового потока, а следовательно, и квадрату скорости самого двигателя.

Жидкостные реактивные двигатели широко используются в ракетной, а в ряде случаев и в авиационной технике.

Цикл пороховых реактивных двигателей аналогичен рассмотренному и его термический КПД выражается той же формулой.

Вопросы для самопроверки

1. Изобразите принципиальную схему и цикл прямого и турбореактивного двигателей в координатах p, v .
2. Почему в идеальных циклах реактивных двигателей отвод теплоты принимается изобарным?
3. Изобразите схему и цикл ракетного двигателя.
4. Чем отличаются турбореактивный двигатель от ракетного двигателя?

Раздел 4. Циклы паротурбинных установок (ПТУ)

Раздел содержит четыре темы, одну лабораторную работу (№ 5) для очно-заочной формы обучения, контрольную работу (зад. № 12, 13, 14, 15). А так же вопросы для самопроверки и контрольной тест из десяти вопросов (№ 4). Максимально возможное число баллов по этому разделу составит 45 баллов для очно-заочной и 40 баллов для заочной формы обучения.

4.1. Идеальный и действительный циклы ПТУ

Принципиальная схема паротурбинной установки (ПТУ). Идеальный цикл ПТУ (цикл Ренкина) в координатах $p, v; T, s$ и h, s . Работа турбины. Работа, затрачиваемая на привод питательного насоса. Термический КПД цикла ПТУ. Расчет термического КПД цикла по таблицам термодинамических свойств водяного пара и по hs – диаграмме. Нецелесообразность практической реализации цикла Карно в области влажного насыщенного пара. Методы повышения термического КПД ПТУ. Влияние начальных и конечных параметров пара на термический КПД цикла. Применение пара высоких параметров. Действительный цикл с необратимым адиабатным расширением пара в турбине. Абсолютный эффективный КПД ПТУ. Удельные расходы пара и топлива.

По теме выполняется контрольная работа (зад. 12, 14). Лабораторные работы не предусмотрены. После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы можно найти в учебниках [1, 3].

4.1.1. Идеальный цикл Ренкина

В современной стационарной теплоэнергетике в основном используются установки, в которых рабочим телом является пар, имеющий ряд особенностей и преимуществ по сравнению с газообразным рабочим телом. Наиболее распространенным и дешевым рабочим телом является водяной пар. Рассмотрим работу паротурбинных установок (ПТУ), в которых в качестве рабочего тела применяется водяной пар.

Прежде всего, проанализируем возможность реализации в ПТУ наиболее эффективного цикла работы тепловых машин. С точки зрения термодинамики

представляется целесообразным осуществлять в ПТУ цикл Карно, так как он имеет наибольший термический КПД η_t в заданном диапазоне изменения температур. На рис. 4.1 представлена схема паротурбинной установки, а на рис. 4.2 - цикл Карно на влажном паре в координатах, $p\nu$ и Ts , (в турбину подается сухой пар при $x \approx 1$).

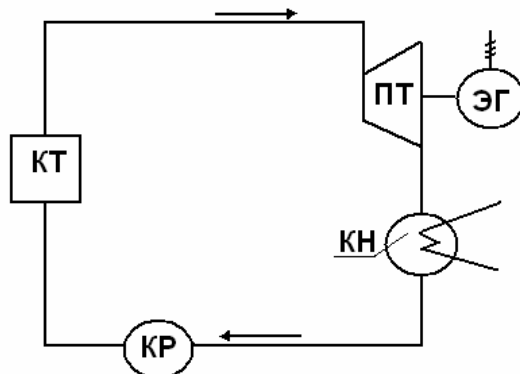


Рис. 4.1 Схема паротурбинной установки:
 КТ - котел; ПТ - паровая турбина; ЭГ - электрогенератор;
 КН - конденсатор; КР - компрессор

Цикл Карно для насыщенного пара осуществляется следующим образом. Рабочее тело (пар) готовится в котле $КТ$ (рис. 4.1) путем подвода теплоты сгорания топлива к жидкости в процессе $4-1$ при постоянных давлении p_1 и температуре T_1 (рис. 4.2); пар расширяется в паровой турбине $ПТ$ и совершает работу в адиабатном процессе $1-2$, паровая турбина соединена с электрогенератором $ЭГ$; отработавший пар с состоянием в точке 2 ($x_2 < 1$) поступает в конденсатор $КН$ (теплообменник для отвода теплоты от пара к охлаждающей воде), где осуществляется отвод теплоты в процессе $2-3$ при постоянных давлении p_2 и температуре T_2 . Точка 3 (рис. 4.2) выбирается так, чтобы путем адиабатного сжатия (процесс $3-4$) в компрессоре $КР$ влажный пар ($x_3 < 1$) перевести в кипящую жидкость ($x_3 \sim 0$) и ввести ее в котел.

Термический КПД цикла Карно на влажном паре (рис. 4.2) равен

$$\eta_{tK} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

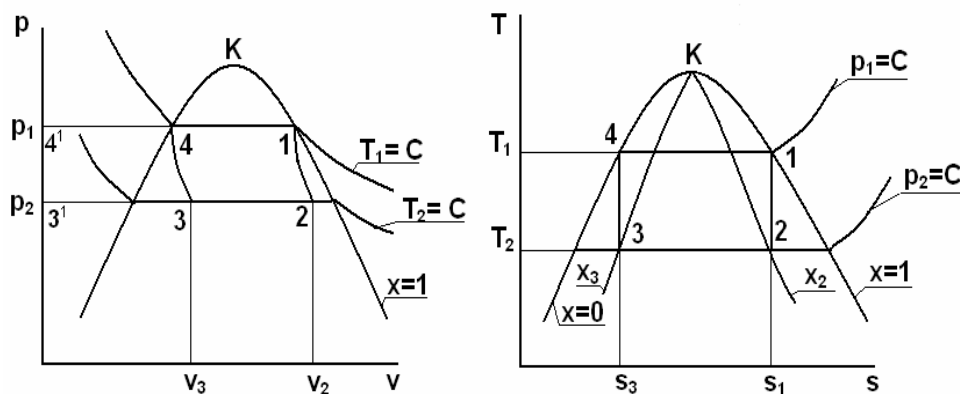


Рис. 4.2. Цикл Карно (в турбину подается сухой насыщенный пар)

Практическое осуществление цикла Карно связано с некоторыми трудностями. Например, при $p_1 = 10,0$ МПа и $p_2 = 0,01$ МПа отношение удельных объемов $\frac{v_3}{v_2} = 0,55$ (рис. 4.2); отношение работ парового цикла $l_1 = n.l. 1-2-3-4$ и работ

на привод компрессора $l_2 = n.l. 3-4-4'-3'$ равно $\frac{l_2}{l_1} = 0,36$.

В цикле Карно процесс конденсирования должен заканчиваться в точке 3, где величина удельного объема пара v_3 велика, что обуславливает чрезмерно большие размеры компрессора по сравнению с размерами турбины, а на его приводе должна затрачиваться более $\frac{1}{3}$ работы турбины и более. Кроме того, сухой насыщенный пар при адиабатном расширении в проточной части турбины сильно увлажняется с образованием крупных водяных капель, которые отрицательно сказываются на состоянии лопаток турбины (происходит кавитация).

Из рассмотренного выше примера следует, что осуществление цикла Карно для парового теплового двигателя по практическим соображениям нецелесообразно; термический КПД цикла высокий, но общая эффективность паротурбинной установки невелика.

4.1.2. Цикл Ренкина на сухом насыщенном и перегретом паре

Перечисленные выше недостатки частично могут быть устранены, если отвод теплоты от влажного пара в конденсаторе производить до тех пор, пока весь пар не превратится в конденсат ($x=0$). В этом случае сжатию перед подачей в котел будет подвергаться не пар большого удельного объема, а конденсат и вместо громоздкого компрессора можно использовать компактный водяной насос. Такой цикл впервые был предложен шотландским физиком Ренкиным.

В цикле Ренкина, который представлен на рис.4.3, процесс конденсирования 2-3 заканчивается переходом всего влажного пара в жидкое состояние в точке 3 ($x=0$), что вместо компрессора позволяет использовать водяной насос.

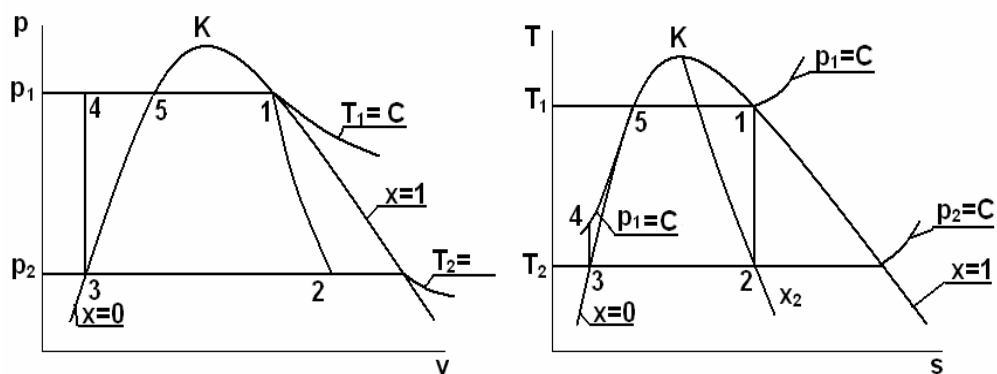


Рис. 4.3. Цикл Ренкина (в турбину подается сухой насыщенный пар)

В цикле Ренкина для условий вышеприведенного примера отношение объемов $\frac{v_3}{v_2} = 0,001$ (рис. 4.3) против 0,55 в цикле Карно; соответственно уменьшаются и размеры водяного насоса по сравнению с компрессором; затраты работы на привод насоса чуть больше 1 % от работы парового двигателя против 36 % в цикле Карно. Однако термический КПД цикла Ренкина $\eta_{тр}$ не выше, чем цикл Карно, т.е. $\eta_{тр} < \eta_{тК}$, но здесь меньше влияния необратимых процессов сжатия влажного пара, а также замена компрессора на насос уменьшает потребление энергии на приводе.

Для повышения КПД цикла Ренкина применяется так называемый метод перегрева пара в специальном элементе парового котла - в пароперегревателе. Соответствующая технологическая схема установки приведена на рис. 4.4.

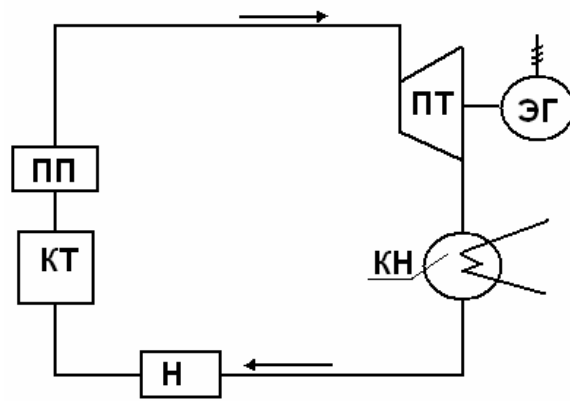


Рис. 4.4. Схема паротурбинной установки с пароперегревателем:
 КТ - котел; ПП - пароперегреватель;
 ПТ - паровая турбина; КН - конденсатор; Н - насос

В паротурбинной установке, в которой рабочим телом служит пар какой - либо жидкости (преимущественно воды), а продукты сгорания топлива в этих установках используются в виде промежуточного теплоносителя.

Основной цикл ПТУ, работающей по циклу Ренкина с перегревом пара изображен на Ts - и hs - диаграммах (см. рис. 4.5).

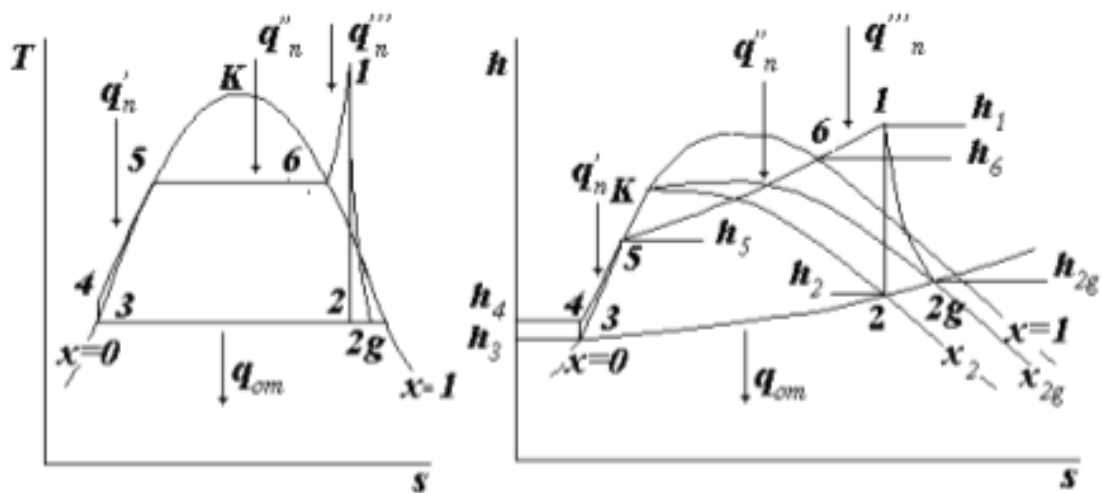


Рис. 4.5

Цикл состоит из 6 последовательных процессов:

1-2-адиабатное расширение пара в турбине (рабочий ход);

2-3-изобарный отвод теплоты в конденсаторе $q_{от}$;

3-4-адиабатное сжатие конденсата и подача его в котел;

4-5-нагрев конденсата до температуры насыщения путем подвода теплоты q'_n ;

5-6-изобарное парообразование q''_n (превращение кипящей воды в сухой насыщенный пар $x=1$);

6-1-перегрев сухого насыщенного пара в пароперегревателе с подводом теплоты q'''_n .

Как следует из Ts - и hs - диаграмм, подвод теплоты $q_n = q'_n + q''_n + q'''_n$ осуществляется изобарно (при $p_1 = \text{const}$, $dp=0$), а для этого условия из I закона термодинамики $\delta q = dh - v \cdot dp$ следует $\delta q = dh \Rightarrow \Delta q_{a-b} = \Delta h$. Это означает, что при изобарном парообразовании подводимая теплота полностью расходуется на приращение энтальпии. Последнее заключение позволяет определить величину подводимой теплоты следующим образом

$$q_n = q'_n + q''_n + q'''_n = (h_5 - h_4) + (h_6 - h_5) + (h_1 - h_6) = (h_1 - h_4). \quad (4.1)$$

Аналогично определяется величина отводимой от отработанного пара теплоты

$$q_{от} = h_3 - h_2. \quad (4.2)$$

Анализ процессов, происходящих в турбине и в конденсатном насосе, целесообразно производить на основе I закона термодинамики для потока

$$\delta q = dh + d \frac{w^2}{2} + dl_m + g dz . \quad (4.3)$$

Ввиду незначительности скорости потока пара ($w \approx 0$) и пренебрежимо малого влияния гравитации ($g \cdot dz \approx 0$) и при допущении, что эти процессы адиабатны ($\delta q = 0$), из последнего уравнения получаем

$$dl_m = - dh. \quad (4.4)$$

Из выражения (4.4) следует, что техническая работа $l_{тур}$, совершаемая паром, в указанных выше условиях сопровождается снижением значения энтальпии рабочего тела. Основываясь на этом выводе можно заключить, что работа, переданная паром турбине, которая еще называется располагаемым теплоперепадом, равна

$$l_{тур} = h_1 - h_2, \quad (4.5)$$

(это есть работа, совершаемая 1 кг пара при прохождении через турбину), а небольшая доля этой работы затрачивается на привод питательного насоса, которую можно выразить в виде

$$l_{нас} = h_4 - h_3. \quad (4.6)$$

В соответствии с первым законом термодинамики, представленным в виде $\delta q = dh - v dp$, при $\delta q = 0$ (учитывая, что этап 3-4 адиабатный) следует, что $dh = v \cdot dp$, далее интегрируя последнее выражение, получаем

$$l_{нас} = h_4 - h_3 = v_3(p_1 - p_2). \quad (4.7)$$

Следовательно, полезная работа цикла Ренкина равна

$$l_u = l_{тур} - l_{нас} = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3). \quad (4.8)$$

Термический КПД цикла Ренкина

$$\eta_t^p = \frac{l_u}{q_n} = 1 - \frac{q_{от}}{q_n} = 1 - \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}. \quad (4.9)$$

Параметрами, характеризующими экономичность цикла Ренкина являются удельные расходы пара d_o и теплоты $-q_o$. Учитывая, что $(h_1 - h_2)$ - работа, совершаемая 1 кг пара при прохождении через турбину, если расход пара обозначить D_o , то теоретическую мощность турбины N_m можно представить в виде

$$N_m = D_o \cdot (h_1 - h_2). \quad (4.10)$$

Однако, в реальных условиях эта мощность не достигается из-за необратимых процессов термодинамического и механического характера. Основная тепловая потеря связана с трением пара при прохождении через проточную часть турбины. В результате этого при том же давлении p_2 энтальпия пара (из-за поглощения теплоты трения) на выходе из турбины становится выше, чем при адиабатном расширении, т.е. $h_{2g} > h_2$. В связи с этим для оценки теплового совершенства турбины вводится понятие относительного внутреннего КПД

$$\eta_{oi} = \frac{h_1 - h_{2g}}{h_1 - h_2} = \frac{\text{реальн. раб. турб.}}{\text{идеальн. раб. турб.}} < 1, \quad (4.11)$$

где $(h_1 - h_{2g})$ - называется использованным теплопадением.

Учитывая η_{oi} , введем понятие внутренней мощности турбины

$$N_i = D_o \cdot (h_1 - h_{2g}) = \eta_{oi} \cdot N_m. \quad (4.12)$$

В турбине имеют место механические потери, поэтому мощность, снимаемая с вала турбины еще меньше, называется она эффективной мощностью N_e

$$N_e = N_i \cdot \eta_m, \quad (4.13)$$

где η_m – механический КПД

А мощность, снимаемая с шин электрогенератора, из-за электрических потерь еще меньше, назовем ее электрической мощностью N_g

$$N_g = N_e \cdot \eta_e, \quad (4.14)$$

где η_e – электрический КПД

Введем понятие относительного эффективного КПД

$$\eta_{oe} = \eta_{oi} \cdot \eta_m. \quad (4.15)$$

Учитывая η_{oi} , введем понятие внутренней мощности турбины которое суммарно учитывает тепловые и механические потери.

Далее введем относительный электрический КПД

$$\eta_{o\partial} = \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_e, \quad (4.16)$$

тогда расход пара на турбину можно выразить в виде

$$D_o = \frac{N_m}{h_1 - h_2} = \frac{N_i}{\eta_{oi} (h_1 - h_2)} = \frac{N_e}{\eta_{oe} (h_1 - h_2)} = \frac{N_g}{\eta_{o\partial} (h_1 - h_2)}. \quad (4.17)$$

При этом удельный расход пара, приходящийся на единицу вырабатываемой электроэнергии, составит:

$$d_{\text{э}} = \frac{D_o}{N_{\text{э}}} = \frac{1}{\eta_{\text{оэ}}(h_1 - h_2)}. \quad (4.18)$$

Аналогичным образом можно ввести понятие абсолютного КПД, который дополнительно к перечисленным тепловым, механическим и электрическим потерям оценивает и термодинамические потери ПТУ:

$$\eta_{\text{аи}} = \eta_{\text{ои}} \cdot \eta_t; \eta_{\text{ае}} = \eta_{\text{ое}} \cdot \eta_t; \eta_{\text{аэ}} = \eta_{\text{оэ}} \cdot \eta_t, \quad (4.19)$$

где η_t – термический КПД цикла Ренкина.

Учтем еще тепловые потери в котлоагрегате, оцениваемые его КПД

$$\eta_k = \frac{D_o(h_1 - h_{\text{нв}})}{B \cdot Q_{\text{н}}^p}, \quad (4.20)$$

где $h_{\text{нв}}$ – энтальпия питательной воды;

B – расход топлива, кг/с; $Q_{\text{н}}^p$ – низшая теплота сгорания топлива, (кДж/кг).

Тогда КПД всей ПТУ определится произведением

$$\eta_{\text{уст}} = \eta_k \cdot \eta_{\text{аэ}} = \eta_k \cdot \eta_m \cdot \eta_n \cdot \eta_m \cdot \eta_z, \quad (4.21)$$

$$\eta_{\text{уст}} = \eta_k \cdot \eta_{\text{аэ}} = \frac{D_o(h_1 - h_{\text{нв}})}{B \cdot Q_{\text{н}}^p} = \frac{N_{\text{э}}}{B \cdot Q_{\text{н}}^p}. \quad (4.22)$$

Формула для определения расхода топлива имеет вид

$$B = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{н}}^p \cdot \eta_{\text{уст}}}. \quad (4.23)$$

Вопросы для самопроверки

1. Почему в паротурбинных установках не используется цикл Карно?
2. Почему основным рабочим телом паротурбинных установок служит водяной пар?
3. Изобразите цикл Ренкина в координатах $p, v; T, s$ и h, s .
4. Изобразите принципиальную схему паротурбинной установки.
5. При каких условиях можно пренебречь работой, затрачиваемой на привод питательного насоса паротурбинной установки?

6. Как влияют начальные параметры пара на термический КПД цикла Ренкина?

7. Изобразите в координатах h, s условный процесс расширения пара в турбине с учетом потерь на трение.

8. Что такое внутренний относительный КПД турбины?

4.2. Циклы ПТУ с промежуточным перегревом и регенеративным отбором пара

Промежуточный (вторичный) перегрев пара. Причины применения промежуточного перегрева пара. Принципиальная схема установки с промежуточным перегревом. Цикл ПТУ с промежуточным перегревом пара. Циклы ПТУ со сверхкритическими параметрами водяного пара. Циклы ПТУ с двумя промежуточными перегревами пара.

Регенеративные циклы. Регенеративный подогрев питательной воды. Предельная регенерация. Схема установки с регенеративными отборами пара. Смешивающие и поверхностные подогреватели питательной воды. Изображение регенеративных циклов в координатах T, s . Термический КПД регенеративного цикла. Влияние числа отборов на КПД регенеративного цикла.

По теме выполняется контрольная работа (зад. № 13, 15) и лабораторная работа (№ 5) только для очно-заочной формы обучения.

После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы можно найти в учебниках [1,3].

4.2.1. Циклы с промежуточным перегревом пара

При прохождении через турбину пар по мере расширения увлажняется. Снижение сухости пара вызывает ухудшение гидродинамического режима в проточной части турбины, сопровождающееся с уменьшением относительного КПД турбины. Одним из способов повышения сухости пара является промежуточный перегрев пара.

Принципиальная схема ПТУ с промежуточным перегревом представлена на рис. 4.6.

После того как поток пара, совершая работу в турбине (в ступенях высокого давления ПТ–1), расширяется до некоторого давления p_{np} ($p_1 > p_{np} > p_2$), он выводится из турбины и направляется в промежуточный пароперегреватель (ППП), где его температура повышается до величины t_1 . После ППП пар вновь поступает в турбину (в ступени низкого давления ПТ–2), где расширяется до давления p_2 и после выхода из турбины попадает в конденсатор К.

Цикл Ренкина с промежуточным перегревом пара представлен на Ts - и hs – диаграммах (см. рис. 4.7).

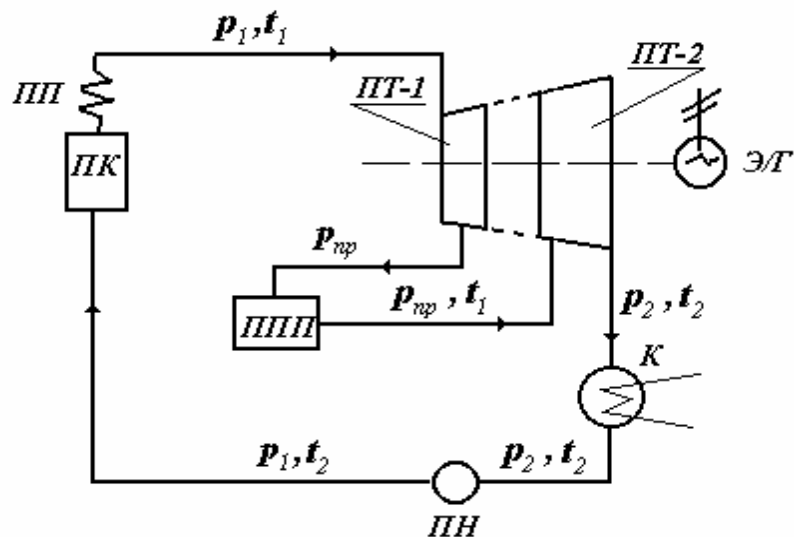


Рис. 4.6

На этих диаграммах цикл Ренкина с промежуточным перегревом представлен фигурой 1 – 7 – 8 – 9 – 3 – 5 – 4 – 1. А соответствующий цикл без перегрева (основной цикл Ренкина) изображен фигурой 1 – 2 – 3 – 5 – 4 – 6 – 1. Сухость пара на выходе из турбины в основном цикле равна x_2 , а в цикле с промежуточным перегревом – x_9 . Из диаграмм очевидно, что $x_9 > x_2$, т.е. $\Delta x = x_9 - x_2 > 0$, следовательно, сухость пара за счет промежуточного перегрева повышается.

Применение промежуточного перегрева пара еще способствует повышению термического КПД цикла Ренкина η_t^{np} .

Выражение для η_t^{np} напишем в виде

$$\eta_t^{np} = \frac{l_n}{q_1},$$

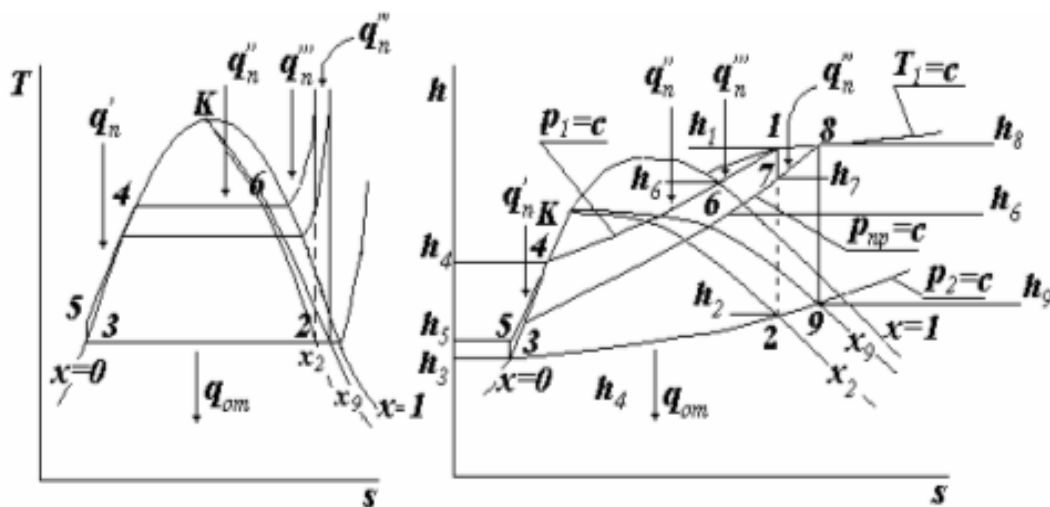


Рис. 4.7

где l_n - полезная работа пара при прохождении через турбину;
 q_1 – количество теплоты, подводимое к рабочему телу, каждая из этих величин состоит из составляющих

$$l_n = l'_n + l''_n - l'''_n,$$

где $l'_n = (h_1 - h_7)$ - работа потока пара, совершаемая до вывода из турбины для промежуточного перегрева;
 $l''_n = (h_8 - h_9)$ -работа пара при его расширении в турбине после промежуточного перегревателя ППП;
 $l'''_n = (h_5 - h_3)$ – техническая работа, затрачиваемая на приводе питательного насоса ПН.

Окончательно полезная работа выразится в виде

$$l_n = l'_n + l''_n - l'''_n = (h_1 - h_7) + (h_8 - h_9) - (h_5 - h_3). \quad (4.24)$$

Общее количество теплоты, подводимой к рабочему телу, состоит из следующих составляющих:

$$q_1 = q'_1 + q''_1 + q'''_1 + q_1^{IV}, \quad (4.25)$$

где $q'_1 = (h_4 - h_5)$ - теплота, подводимая в паровом котле ПК к конденсату для его нагрева до температуры насыщения t_n при p_1 ;
 $q''_1 = (h_6 - h_4)$ -теплота, подводимая к кипящему конденсату для превращения его в сухой насыщенный пар;
 $q'''_1 = (h_1 - h_6)$ -теплота, подводимая к сухому насыщенному пару для его перегрева в пароперегревателе ПП;
 $q_1^{IV} = (h_8 - h_7)$ -теплота, подводимая к пару в промежуточном пароперегревателе ППП.

Тогда q_1 представится, как функция энтальпий характерных точек рассматриваемого цикла:

$$q_1 = (h_4 - h_5) + (h_6 - h_4) + (h_1 - h_6) + (h_8 - h_7) = (h_1 - h_5) + (h_8 - h_7). \quad (4.26)$$

Выражение для термического КПД η_t^{np} выразится в виде

$$\eta_t^{np} = \frac{(h_1 - h_7) + (h_8 - h_9) - (h_5 - h_3)}{(h_1 - h_5) + (h_8 - h_7)}. \quad (4.27)$$

Выражение для термического КПД основного (без промежуточного перегрева) цикла Ренкина:

$$\eta_t = \frac{l_n}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}{(h_1 - h_5)}. \quad (4.28)$$

Анализ конкретных численных примеров с помощью формул (4.27, 4.28) показывает, что промежуточный перегрев пара обуславливает повышение термического КПД цикла Ренкина, т.е. $\eta_t^{np} > \eta_t$. В современных паротурбинных установках обычно применяется не только однократный, но и двухкратный промежуточный перегрев пара, оценка эффективности двухкратного перегрева осуществляется аналогично вышеприведенному анализу работы цикла с одним промежуточным перегревом пара.

Регенеративный цикл паротурбинных установок

Повышение экономичности ПТУ достигается также и путем применения регенеративного подогрева питательной воды за счет теплоты парообразования пара, расширяющегося при прохождении через турбину.

Принципиальная схема ПТУ с регенеративным подогревом питательной воды при двух отборах пара показана на рис. 4.8.

Пар из промежуточных ступеней турбины *ПТ* поступает в регенеративные теплообменники смешивающего типа *РТ-I* и *РТ-II*, где конденсируется, нагревая питательную воду, поступающую в паровой котел *ПК*.

Для определения количества отбираемого пара в точках *m* и *n* производим анализ процесса движения *l* кг рабочего тела в данном цикле. Обозначим долю расхода пара, отводимого в первом отборе через α_1 , а долю отводимого пара во втором отборе - α_2 . Тогда доля пара, поступающего после турбины в конденсатор *K*, будет равна $(1 - \alpha_1 - \alpha_2)$. Если общий расход пара, поступающего в турбину *ПТ*, обозначить через *D* и его энтальпию h_1 , то в первый теплообменник *РТ-I* отбирается $\alpha_1 \cdot D$ кг/ч пара, энтальпия которого h_m , а во второй теплообменник *РТ-II* поступает $\alpha_2 \cdot D$ кг/ч с энтальпией h_n . Следовательно, до точки *m* в которой осуществляется первый отбор, в турбине работает *D* кг/ч пара, за точкой *m* - $(1 - \alpha_1) \cdot D$ кг/ч пара, а за точкой *n*, в которой осуществляется второй отбор, работает $(1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot D$ кг/ч пара.

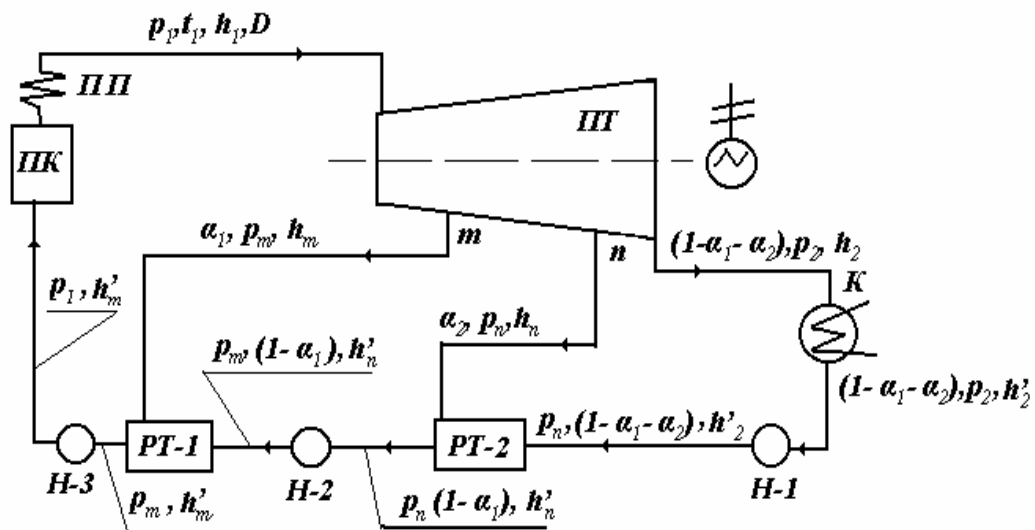


Рис. 4.8

Соответственно в конденсатор K поступает $(1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot D$ кг/ч пара с энтальпией h_2 . Во второй теплообменник $PT-II$ из конденсатора K подается при помощи насоса $H-1$ $(1 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot D$ кг/ч конденсата с энтальпией h'_2 , туда же из второго отбора поступает $\alpha_2 \cdot D$ кг/ч пара с энтальпией h_n . В результате их смешения питательная вода в $PT-II$ должна нагреваться до температуры насыщения t''_n , соответствующей давлению p_n , а энтальпия ее увеличиваться до h'_n . В первый теплообменник $PT-I$ из второго теплообменника $PT-II$ насосом $H-2$ подается уже $(1 - \alpha_2) \cdot D$ кг/ч питательной воды с энтальпией h'_n , а из первого отбора поступает $\alpha_1 \cdot D$ кг/ч пара с энтальпией h_m , в результате их смешения питательная вода в $PT-I$ должна нагреваться до температуры насыщения t'''_n , соответствующей давлению p_m , а энтальпия увеличиваться до h'_m . Из первого теплообменника $PT-I$ питательная вода в количестве D кг/ч с энтальпией h'_m , при помощи насоса $H-1$ подается в котел $ПК$. На этом цикл завершается.

Для определения интенсивности отбора пара в точках m и n необходимо составить условия теплового баланса в соответствующих теплообменниках, исходя из вышеуказанных требований к температурам подогрева питательной воды в них. Цикл ПТУ с регенеративным отбором пара условно представим на hs – диаграмме (см. рис. 4.9).

На этой hs – диаграмме означают:

p_1, t_1 и h_1 – соответственно давление, температура и энтальпия пара перед подачей в турбину;

p_2, t_2 и h_2 – соответственно давление, температура и энтальпия пара на выходе из турбины;

p_m и h_m – давление и энтальпия пара в точке m первого отбора;

p_n и h_n – давление и энтальпия пара в точке n второго отбора;

h'_m – энтальпия конденсата при давлении p_m ;

h'_n – энтальпия конденсата при давлении p_n ;

h'_2 – энтальпия конденсата при давлении p_2 .

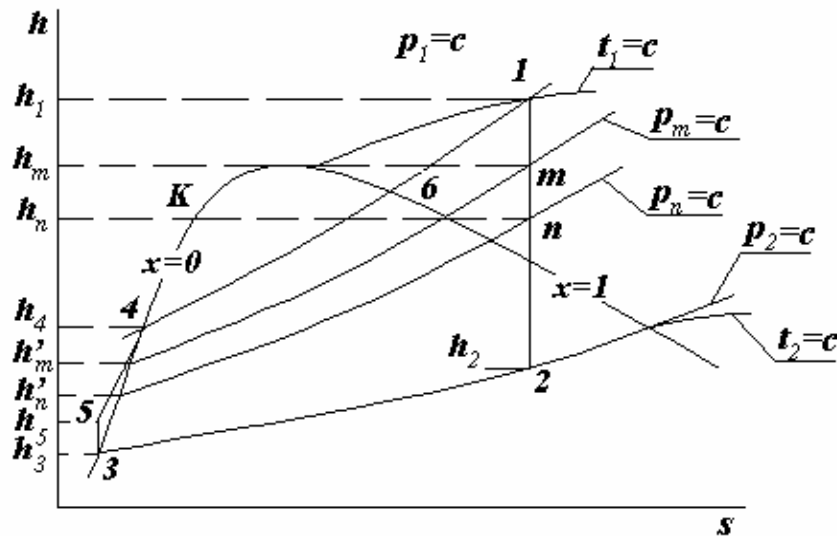


Рис. 4.9

При составлении теплового баланса должно соблюдаться следующее требование - в рассматриваемом теплообменнике количество теплоты q_{om} , отданное отборным паром, должна равняться теплоте $q_{восн}$, воспринимаемой конденсатом.

Баланс теплоты в теплообменнике $PT-I$.

Пар, из первого отбора поступив в $PT-I$, конденсируется, отдавая теплоту $q_{om}^I = \alpha_1(h_m - h'_m)$, а конденсат в количестве $(1 - \alpha_1)$ с энтальпией h'_n поступив в этот же теплообменник при смешении воспринимает эту теплоту парообразования, при этом увеличивается его энтальпия до h'_m . Следовательно, количество теплоты, воспринимаемое конденсатом, будет равно $q_{восн}^I = (1 - \alpha_m)(h'_m - h'_n)$.

При идеальном цикле имеет место условие $q_{om}^I = q_{восн}^I$, т.е.

$$\alpha_1(h_m - h'_m) = (1 - \alpha_m)(h'_m - h'_n). \quad (4.29)$$

Аналогично составляется условие теплового баланса для второго теплообменника

$$\alpha_2(h_n - h'_n) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h'_n - h'_2) \quad (4.30)$$

Совместно решая уравнения (а) и (б) находим

$$\alpha_1 = \frac{(h'_m - h'_n)}{(h_m - h'_n)};$$

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1)(h'_n - h'_2)}{(h_n - h'_2)}. \quad (4.31)$$

Определяем полезную работу, которую совершает 1 кг пара:

$$l_n = (h_1 - h_m) + (1 - \alpha_1)(h_m - h_n) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_n - h_2), \quad (4.32)$$

где первое слагаемое - работа, совершаемая 1 кг пара до точки m первого отбора; второе слагаемое - работа $(1 - \alpha_1)$ кг пара при расширении от точки m первого отбора до точки n второго отбора; третье слагаемое – работа $(1 - \alpha_1 - \alpha_2)$ кг пара при расширении от точки n до выхода из турбины.

Технической работой, затрачиваемой на приводах питательных насосов $H-1, H-2, H-3$, ввиду ее малости пренебрегаем. После преобразования формула (4.32) примет вид

$$l_n = (h_1 - h_2) - \alpha_1(h_m - h_2) - \alpha_2(h_n - h_2). \quad (4.33)$$

Общее количество теплоты, затрачиваемой на получение 1 кг пара, состоит из следующих двух составляющих. Питательная вода на выходе из теплообменника $PT-I$ имеет энтальпию h'_m , а энтальпия пара на выходе из пароперегревателя $ПП$ перед подачей в турбину $ПТ$ должна равняться h_1 . Следовательно, суммарная теплота, которая должна подводиться в паровом котле $ПК$ и пароперегревателе $ПП$, определится как сумма этих составляющих

$$q_1 = (h_6 - h'_m) + (h_1 - h_6) = (h_1 - h'_m). \quad (4.34)$$

Значение термического КПД равно:

$$\eta_t^{pez} = \frac{l_n}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - \alpha_1(h_m - h_2) - \alpha_2(h_n - h_2)}{(h_1 - h'_m)}. \quad (4.35)$$

Удельный расход пара

$$d = \frac{1}{l_n}. \quad (4.36)$$

Термический КПД основного цикла Ренкина (без регенерации пара) очевидно, определяется формулой

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h'_2)}. \quad (4.37)$$

Если расход пара обозначить через D , то теоретическую мощность, вырабатываемую за счет расширения пара, поступающего в конденсатор, можно выразить:

$$N_k = D(1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_1 - h_2). \quad (4.38)$$

Мощность, вырабатываемая за счет пара, поступающего в первый отбор, равна

$$N_I = D(h_1 - h_m)\alpha_1. \quad (4.39)$$

Мощность, вырабатываемая за счет пара, поступающего во второй отбор определяется по формуле

$$N_{II} = D \cdot (h_1 - h_n) \alpha_2 . \quad (4.40)$$

Общая мощность

$$N = N_k + N_I + N_{II} = D \cdot [(h_1 - h_2) - \alpha_1 (h_m - h_2) - \alpha_2 (h_n - h_2)] . \quad (4.41)$$

Для каждого количества отборов « α » теплоты существует определенная наивыгоднейшая температура регенеративного подогрева, которая увеличивается с ростом числа отборов:

Например, при $n = 1 \rightarrow t^{наив} = 132 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\eta_p^{\max} = 44,41 \text{ } \%$;

при $n = 5 \rightarrow t^{наив} = 240 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\eta_p^{\max} = 47,1 \text{ } \%$;

при $n = 8 \rightarrow t^{наив} = 264 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\eta_p^{\max} = 47,7 \text{ } \%$.

При этом параметры пара составляют $p_1 = 9 \text{ МПа}$, $t_1 = 480 \text{ }^\circ\text{C}$,
 $p_2 = 0,004 \text{ МПа}$.

Уменьшение количества пара на последней ступени турбины позволяет уменьшить высоту лопаток, что облегчает конструирование трубки большой мощности.

Экономия от регенерации составляет $\approx 10 - 13 \text{ } \%$.

Для существующих конденсационных паротурбинных установок приняты следующие температуры регенеративного подогрева:

а) $p_1 = 3,5 \text{ МПа}$, $t_1 = 435 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow$ температура регенеративного подогрева составляет $t_n = 150 \text{ }^\circ\text{C}$;

б) $p_1 = 9,0 \text{ МПа}$, $t_1 = 480 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow$ температура регенеративного подогрева составляет $t_n = 215 \text{ }^\circ\text{C}$.

Вопросы для самопроверки

1. Изобразите в координатах T, s цикла паротурбинной установки с предельной регенерацией.

2. Покажите, что термический КПД регенеративного цикла паротурбинной установки повышается с увеличением числа регенеративных отборов.

3. Составьте уравнение теплового баланса смешивающего регенеративного подогревателя паротурбинной установки с одним отбором.

4. Изобразите в координатах T, s идеальный цикл паротурбинной установки с промежуточным перегревом пара.

5. Изобразите в координатах h, s процесс расширения пара в турбине паротурбинной установки с двумя промежуточными перегревами пара. Как называется промежуточный перегрев пара на его конечной влажности?

4.3. Циклы парогазовой и атомной установок

Комбинированные циклы. Преимущества и недостатки водяного пара как рабочего тела. Принципиальная схема бинарной ПТУ. Термический КПД парогазовых циклов. Термодинамические циклы атомных электростанций. Термодинамические основы теплофикации. Экономия топлива в теплофикационных установках. Установки с противодавленческими турбинами, турбинами с регулируемым теплофикационным отбором пара.

По теме не предусмотрены лабораторные и контрольные работы.

После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы можно найти в учебниках [1,3].

4.3.1. Циклы парогазовых установок

Возможности повышения тепловой экономичности циклов паротурбинной установки практически исчерпаны, коэффициент полезного действия современных тепловых электростанций использующих только энергию пара не превышает 35 %.

Повышение КПД ТЭЦ в настоящее время связывают с применением бинарных циклов, в которых паротурбинный цикл объединяют с различными высокотемпературными циклами, например, ГТУ, МГД – установки и другие.

Если сравнить цикл Ренкина для перегретого пара с циклом Карно, для равного температурного интервала, то видно, что заполнение верхней части Ts - диаграммы у цикла Ренкина будет невелико из-за низкой температуры насыщения, при которой образуется пар в котле (см. рис. 4.10). Соответственно термический КПД будет меньше, чем в цикле Карно.

Увеличить заполнение верхней части диаграммы можно достигнуть применением парогазового цикла, использующего два рабочих тела: для высоких температур применяют продукты сгорания топлива, а для низких температур – вода, превращённая в пар. Соответственно используют газовую и паровую турбину.

Объединение газовой и паровой турбин в составе комбинированных парогазовых установок осуществляют различными способами, при этом получают различные тепловые схемы, разные состав оборудования и основные характеристики работы.

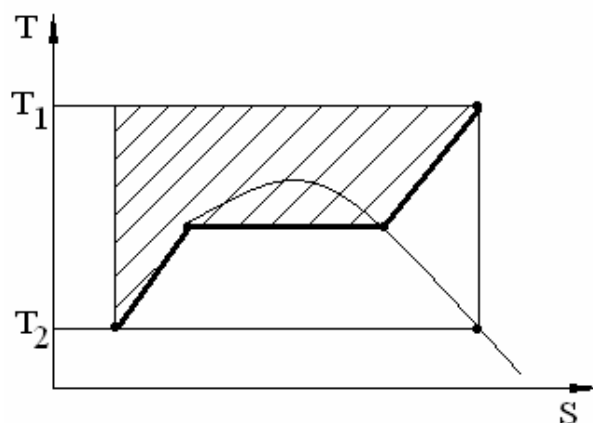


Рис. 4.10. Сравнение цикла Ренкина на перегретом паре с циклом Карно

Существуют следующие схемы парогазовых установок, получивших наибольшее распространение в мировой энергетике.

Парогазовые установки с котлами полного горения (ПГУПГ), в которых при работе в парогазовом режиме выхлопные газы газотурбинного агрегата (компрессор-камера сгорания – газовая турбина) поступают к горелкам парового котла. Полученный в котле пар направляют в паровую турбину. Особенностью этой схемы является автономная работа парогазовой установки по паротурбинному циклу, при остановке газотурбинного агрегата, или автономная работа только газотурбинного агрегата.

Парогазовые установки с высоконапорным парогенератором (ПГУВ), в тепловой схеме которых между компрессором и газовой турбиной установлен паровой котел, совмещающий функции камеры сгорания и парогенератора. Также котлы называют высоконапорными парогенераторами, работающими при повышенном избыточном давлении в зонах горения топлива и теплообмена около 1,0...2,0 МПа. Осуществление такого рабочего процесса приводит к интенсификации и значительному сокращению поверхностей нагрева. Схема такой парогазовой установки (ПГУВ) приведена на рис. 4.11.

На этом рисунке представлены: 1 – камера сгорания; 2 – парогенератор; 3 – пароперегреватель; 4 – воздушный компрессор; 5 – газовая турбина, которая соединена с электрогенератором 6; 7 – паровая турбина, которая приводит в движение электрогенератор 8; 9 – конденсатор; 10 – конденсатный насос; 11 – противоточный газовый подогреватель конденсата.

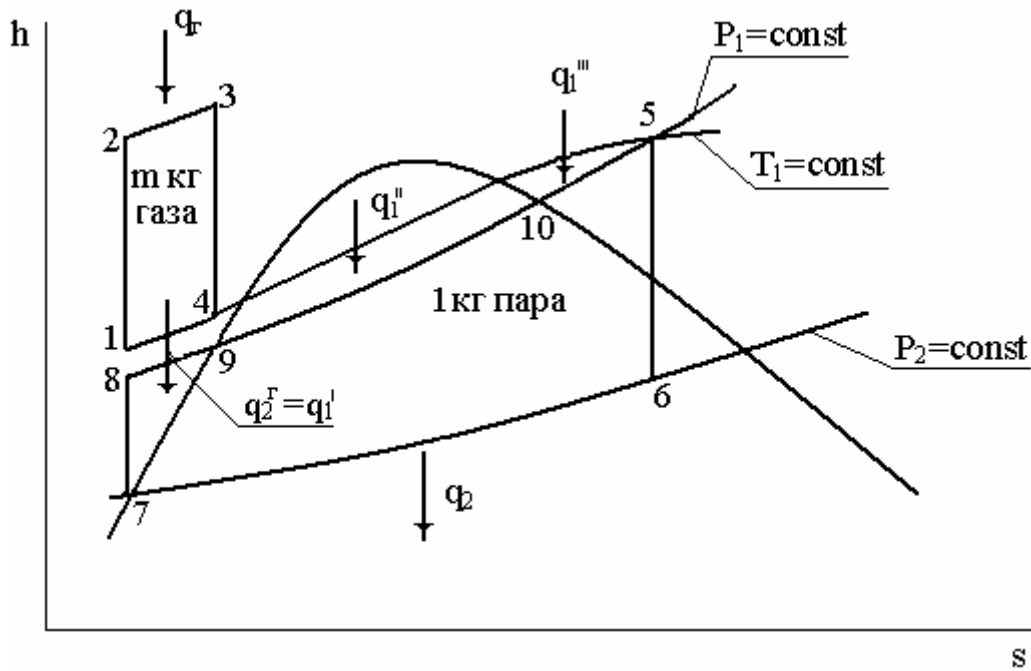


Рис. 4.12

На этой диаграмме характерны следующие процессы:

- 1-2 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре 4; при этом затрачивается техническая работа на привод компрессора 4 $l'_k = m(h_2 - h_1)$;
- 2-3 – подвод теплоты в камере сгорания 1 за счет горения топлива, она равна $q_2 = m(h_3 - h_2)$;
- 3-4 – адиабатное расширение газов в турбине 5, при этом совершается полезная работа газового цикла $l_2 = m(h_3 - h_4)$;
- 4-1 – изобарный отвод теплоты отработавших газов в противоточном газовом подогревателе 11 - $q_2^r = m(h_4 - h_1)$, которая передается потоку конденсата;
- 8-9 – изобарный подвод теплоты отработавших газов в подогревателе 11 потоку конденсата, которая численно равна $q_1' = (h_9 - h_8)$;
- 9-10 – изобарный подвод теплоты конденсату в парогенераторе 2 - $q_1'' = (h_{10} - h_9)$;
- 10-5 – изобарный подвод теплоты пару в пароперегревателе 3 $q_1''' = (h_5 - h_{10})$;
- 5-6 – адиабатное расширение пара в паровой турбине, сопровождающееся совершением полезной работы парового цикла $l_n = (h_5 - h_6)$;
- 6-7 – изобарный отвод теплоты в конденсаторе 9 $q_2 = (h_6 - h_7)$;
- 7-8 – адиабатное сжатие конденсата насосом 10, при этом затрачивается техническая работа на привод насоса $l_n'' = (h_8 - h_7)$.

Составим уравнение теплового баланса при теплообмене между потоками газов и конденсата в противоточном газовом подогревателе 11. Очевидно, что в этом случае имеет место условие

$$q_2^r = q_1' \Rightarrow m(h_4 - h_1) = (h_9 - h_8).$$

Из последнего выражения определяется кратность расхода газов:

$$m = \frac{h_9 - h_8}{h_4 - h_1}. \quad (4.42)$$

Работа парогазового цикла складывается из работы парового цикла

$$l_n^u = l_n - l_m'' = (h_6 - h_5) - (h_8 - h_7), \quad (4.43)$$

и работы газового цикла

$$l_z^u = l_z - l_m' = m[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]. \quad (4.44)$$

Теплота, затрачиваемая на весь цикл, состоит из двух частей:

- в паровом цикле

$$q_n = (h_5 - h_9); \quad (4.45)$$

- в газовом цикле

$$q_z = m(h_3 - h_2). \quad (4.46)$$

Тогда термический КПД для парогазового цикла определится из выражения

$$\eta_t = \frac{l_n^u + l_z^u}{q_n + q_z} = \frac{(h_5 - h_6) - (h_8 - h_7) + m[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]}{(h_5 - h_9) + m(h_3 - h_2)}. \quad (4.47)$$

Парогазовые установки с котлами - утилизаторами (ПГУКУ), их отличие от установок с котлами полного горения состоит в том, что котлы утилизаторы не обеспечивают автономной работы паротурбинной части установки.

В процессе работы выхлопные газы газотурбинного агрегата поступают в котел-утилизатор, который имеет секции высокого давления для выработки пара для паровой турбины и секции низкого давления для выработки пара низкого давления и подогрева конденсата паровой турбины. В составе такой установки используют несколько газотурбинных агрегатов и котлов-утилизаторов, параметры пара составляют: давление 11 МПа и температура 540 °С.

Парогазовые установки с подогревателями питательной воды (ПГУПВ), которые создаются путем пристраивания газотурбинного агрегата и газодводяного теплообменника к действующим паротурбинным блокам.

Газодводяной теплообменник устанавливается на выхлопе газовой турбины, предназначен для подогрева конденсата и питательной воды паротурбинной установки. Цикл ПГУПВ также является частично бинарным комбинированным циклом, позволяет получить соответствующее увеличение КПД и мощности.

Использование в энергетике парогазовых установок позволяет получить прирост мощности до 20 – 30 % и увеличить КПД цикла до 40...50 %.

4.3.2. Схема и цикл атомной теплоэнергетической установки

На атомных станциях тепловая энергия получается при делении ядер атомов природного урана U^{238} в смеси с ураном U^{235} . В результате ядерной реакции выделяется огромное количество энергии, из которой 82 % приходится на долю тепловой энергии. При этом 1 кг атомного топлива дает $80 \cdot 10^{12}$ Дж теплоты, что эквивалентно сжиганию 2,5 тыс. т каменного угля.

Атомная установка состоит из реактора и паротурбинной (или газотурбинной) установки, в которой происходит энергетическое преобразование теплоты, полученной в реакторе.

Установка, в которой пар производимый в реакторе направляется непосредственно на турбину, называется одноконтурной. В этой установке вода содержит радиоактивные примеси и поэтому все оборудование работает в радиационно-активных условиях, что усложняет ее эксплуатацию. Преимущество ее – простота конструкции.

Установка, в которой первичный теплоноситель и рабочее тело разделены, называется двухконтурной (рис. 4.13). В этой установке теплоноситель, циркулирующий в первом контуре, отдает полученную теплоту рабочему телу, циркулирующему во втором контуре, в парогенераторе, в котором образуется пар для паротурбинной установки. В результате рабочее тело обладает меньшей радиационной активностью, что упрощает эксплуатацию атомной установки.

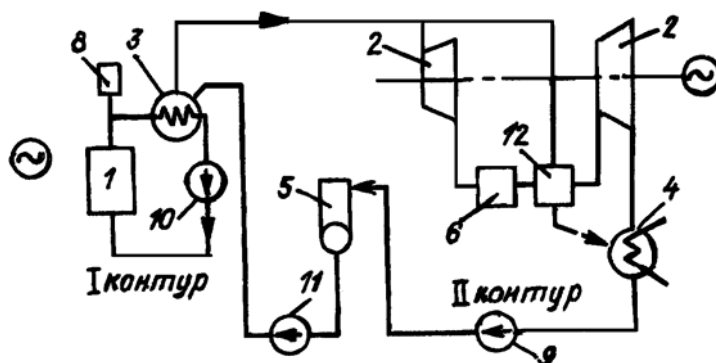


Рис. 4.13. Принципиальная схема двухконтурной АЭС:

- 1 – реактор; 2 – турбина; 3 – парогенератор; 4 – конденсатор;
 5 - деаэратор; 6 – сепаратор; 7 – паросборник; 8 – компенсатор объема; 9 - конденсатный насос; 10 – циркуляционный насос; 11 – питательный насос; 12 – промежуточный пароперегреватель

Примечание. Тяжелая вода (H^2O или D_2O) – окись дейтерия химического соединения изотопа водорода дейтерия с кислородом $t_{кип}=101,43$ °С, $\rho = 1,106$ кг/м³ при 11,23 °С.

Тепловая энергия, образующаяся в тепловыделяющих элементах (ТВЭЛ) атомного реактора (1) передается в парогенераторе (3) рабочему телу, т.е. водяному пару.

В первом контуре для предотвращения вскипания теплоносителя применяют воду под высоким давлением или высококипящий теплоноситель (органические жидкости, жидкие металлы и газы), циркуляция их осуществляется насосом (10).

Для АЭС характерен низкий перегрев пара, поэтому на турбину (2) пар поступает насыщенным, как только пар достигнет предельной влажности, он выводится из промежуточных ступеней турбины и пропускается через сепаратор (6) для отделения влаги и в промежуточный пароперегреватель (12) для подсушки пара. Затем пар поступает в последующие ступени турбины (2). А далее в конденсатор (4) и насосом (9) в деаэрактор, для отделения газов, и затем насосом (11) снова в парогенератор.

Наиболее освоенными реакторами являются водо-водяные, которые представляют собой металлический корпус с размещенными в нем кассетами. Каждая кассета состоит из металлического кожуха с собранными в нем цилиндрическими стержнями. Стержень состоит из циркониевой оболочки, заполненной урановыми «таблетками» (пластинками), круглой или многогранной формы, также стержни называются тепловыделяющимися элементами (ТВЭЛами).

Таким образом теплоноситель (вода) прогоняется насосами (10) через кассеты с ТВЭЛами, в результате реакции деления ядерного топлива выделяется теплота, которая передается теплоносителю.

Вода, являясь теплоносителем, одновременно выполняет также роль замедлителя нейтронов, которые вызывают деление ядер U^{235} и создают цепную ядерную реакцию. Чтобы реакция самопроизвольно не разогналась, нужны замедленные (тепловые) нейтроны, скорость которых не превышает 2 км/с. Эту двойную роль выполняет вода, поэтому реактор называют ВВЭР.

Параметры пара вырабатываемого в парогенераторе и тепловая мощность реактора определяются допустимой температурой оболочек ТВЭЛов (не более 400 – 600 °С) или предельно допустимой температурой ядерного горючего. В противном случае происходят нежелательные фазовые превращения ядерного горючего, переход из α -фазы в β -фазу.

К достоинствам АЭС относятся:

- широкий диапазон регулирования мощности;
- небольшая величина себестоимости электроэнергии, например, на органическом топливе она составляет 50 – 60 %, на АЭС – 15 – 40 %, а с учетом получения плутония, как атомного топлива этой величиной пренебрегают;
- независимость от источников сырья (т.е. урановых месторождений) и небольшой расход ядерного горючего, например, Нововоронежская АЭС на 1 млн кВт·ч электроэнергии расходует 220 г урана, что эквивалентно 400 т угля.

Вопросы для самопроверки

1. В чем заключается сущность комбинированной выработки электроэнергии и теплоты на ТЭЦ?
2. Изобразите принципиальную схему парогазовой установки и ее идеальный цикл в координатах T, s .
3. Как получается теплота в атомном реакторе?
4. Изобразите схему и идеальный цикл атомной установки?
5. Каковы термодинамические основы теплофикационных установок?

4.4. Циклы и устройства прямого преобразования теплоты в электроэнергию

Методы непосредственного преобразования теплоты в электроэнергию. Схема, цикл и КПД магнетогидродинамической установки (МГДУ). Термоэлектрические и термоэмиссионные преобразователи. Термодинамические основы преобразования энергии в топливных элементах.

По теме не предусмотрены лабораторные и контрольные работы.

После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы можно найти в учебниках [1,3].

4.4.1. Циклы установок с магнетогидродинамическим генератором (МГД-генератор)

Магнетогидродинамический генератор (МГД –Г) – энергетическая установка, в которой энергия рабочего тела, движущегося в магнитном поле преобразуется непосредственно в электрическую энергию.

Прямое (непосредственное) преобразование тепловой энергии является главной (основной) особенностью МГД-Г отличающую его от генераторов электромашинных.

Процесс генерирования электрического тока в МГД -генераторе основан на явлении электромагнитной индукции, т.е. возникновении электрического тока в проводнике, пересекающем силовые линии магнитного поля. При этом проводником является рабочее тело, в виде ионизированного электропроводного газа (плазма), электропроводной жидкости (электролит) и жидких металлов.

Такое рабочее тело, состоящее из свободных электронов и положительных ионов, при движении по электромагнитному каналу вырабатывает (генерирует) электрическую энергию, которая через электроды, вмонтированные в боковые стенки канала, отводится во внешнюю цепь и далее потребителю.

Системы с МГД -генератором могут работать по открытому и замкнутому циклам. В открытом цикле продукты сгорания ископаемых топлив после их обогащения присадками щелочных металлов вытекают из сопла в канал МГД-генератора и генерируют электрический ток, затем после удаления приса-

док выбрасываются в окружающую среду. В замкнутом цикле, тепловая энергия, полученная при сжигании ископаемого топлива, передается в теплообменнике рабочему телу, которое пройдя МГД-генератор возвращается с помощью компрессора или насоса, замыкая цикл.

Источниками теплоты являются реактивные двигатели, ядерные реакторы и др. устройства.

Рабочим телом являются продукты сгорания топлива и инертные газы (аргон) с присадками щелочных металлов (или их солей); а также пары щелочных металлов; смеси паров и жидких щелочных металлов; жидкие металлы и электролиты.

Степень ионизации рабочего тела (т.е. плазмы) определяется его температурой, чем выше температура, тем больше степень ионизации. При температурах 2300 – 4000 °С плазма называется низкотемпературной, а выше, когда в плазме начинается расщепление атомных ядер, плазма называется высокотемпературной (≈ 10000 К). С учетом возможностей современной техники температура плазмы снижается путем введения в газ ионизирующих присадок, например, пары щелочных металлов (калий, цезий и др.). Для газообразных продуктов сгорания органического топлива температура снижается до 2300–2800°С.

Простейшая схема открытой установки с МГД-генератором, работающей на органическом топливе представлена на рис. 4.14.

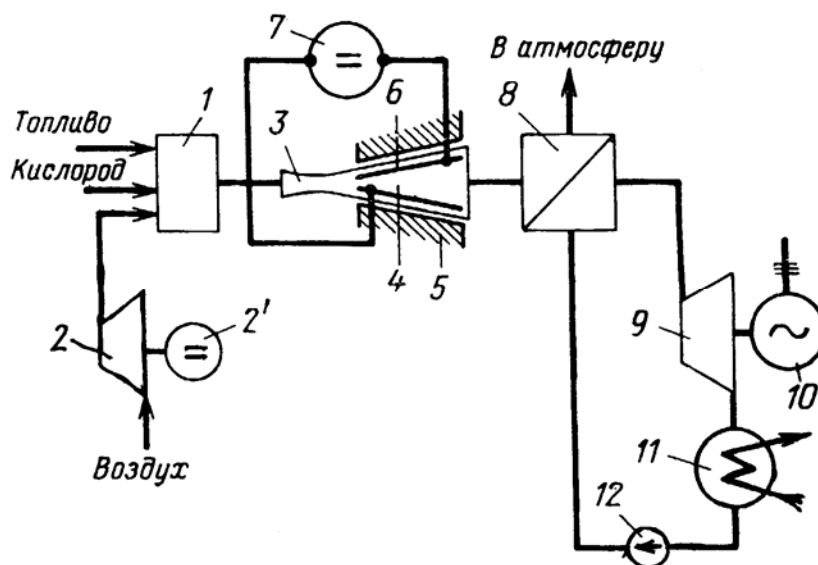


Рис. 4.14. Схема установки с МГД-генератором

В камеру сгорания (1) подается атмосферный воздух компрессора (2) под давлением 0,3 – 0,5 МПа, после смешивания его с топливом, смесь поджигается. Для достижения необходимой температуры в камеру сгорания дополнительно подается под давлением кислород и в продукты сгорания вводятся ионизирующие присадки, в результате продукты сгорания переходят в плазменное состояние с температурой $\approx 2500 \div 2800$ °С. Затем плазма поступает в разгонное

сопло (3), в котором скорость повышается до 800 м/с, а давление снижается до атмосферного $\approx 0,1$ МПа и температура примерно до 2000 °С.

В дальнейшем плазма поступает в канал (4) МГД -генератора, где пересекает магнитное поле, создаваемое электромагнитами (5). В результате генерируется электрический ток, который снимается с электродов (6) и направляется к потребителю (7).

По мере прохождения плазменного потока через канал (4) скорость его уменьшается, поэтому канал выполняется расширяющимся, а в идеальной установке скорость будет нулевой, т.е. кинетическая энергия потока полностью превращается в электроэнергию.

После выхода из канала (4) газы проходят специальный охладитель, в котором ионизирующие присадки выпадают в виде порошка и используются повторно для ионизации газа. А продукты сгорания выбрасываются в атмосферу.

Выходящие газы из МГД -генератора направляются в парогенератор (8), где они охлаждаются до температуры 150 – 170 °С нагревая питательную воду до получения водяного пара, который используется в паровой турбине (9) для привода генератора переменного тока (10). Отработавший пар поступает в конденсатор (11), после его конденсации полученная питательная вода насосом (12) повторно подается в парогенератор (8).

Преимущества установок с МГД -генератором:

- более высокая начальная температура рабочего тела;
- наибольший КПД $\approx 50 \div 60$ %;
- отсутствие движущихся узлов и деталей;
- возможность получения больших мощностей в одном агрегате 500 – 1000 МВт.

4.4.2. Термодинамические и термоэлектронные преобразователи

В отличие от известных теплоэнергетических установок, в которых химическая энергия топлива сначала превращается в тепловую, затем в механическую и только после этого в электрическую. В настоящее время разработаны методы и устройства прямого преобразования тепловой или химической энергии в электрическую. Эти устройства называются термоэлектрическими установками, термоэлектронными преобразователями и топливными элементами.

Термоэлектрические установки в своем составе имеют термобатареи, набранные из разнородных или полупроводниковых термоэлементов (термопар), соединенных последовательно или параллельно, а также теплообменники горячих и холодных спаев термобатарей (термопар).

Если горячие спаи поместить в источник теплоты с T_1 , а холодные спаи в холодный источник с T_2 , тогда в цепи возникает термоЭДС, а при замыкании на внешнее сопротивление образуется электрический ток (эффект Зеебека) и будет совершаться работа тока, равная произведению разности температур на величину тока, т.е.

$$L = E \cdot J = \alpha(T_1 - T_2) \cdot J, \quad (4.48)$$

где E – термоЭДС;

α – коэффициент термоэлектрической способности термопары, берется из специальных табл. (МкВ/°С), J – сила тока, А.

Величина E зависит от температур горячего T_1 и холодного T_2 контактов и от материала проводника. Наибольшее значение E в полупроводниках и их сплавах.

Термический КПД (без учета необратимых тепловых потерь, обусловленных теплопроводностью электродов) определяется по формуле

$$\eta_t = \frac{L}{Q} = \frac{\alpha(T_1 - T_2) \cdot J}{\alpha \cdot T_1 \cdot J} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}, \text{ с учетом потерь } \eta_{a.э} = \eta_{o.э} \frac{T_1 - T_2}{T_1}, \quad (4.49)$$

где $\eta_{a.э}$ и $\eta_{i.э}$ – абсолютный и относительный электрический КПД;

$\eta_{i.э}$ – учитывает тепловые потери.

При значительно широком диапазоне температур (верхних предел 1300 – 1500 К) значение $\eta_{a.э}$ термоэлектрических устройств не более 15 %. Термоэлектрические устройства подразделяются на низко – 20 ÷ 300 °С, средне – 300 ÷ 600 °С, высокотемпературные – 600 ÷ 1000 °С. А также подразделяются по материалам, области применения, типу источника теплоты.

Достоинства:

- отсутствие движущихся частей;
- высокая надежность;
- простота обслуживания.

Термоэлектронные преобразователи (генератор) энергии (рис. 4.15). Их действие основано на «испарении» (или термоэмиссии) с поверхности нагретого металла катода свободных электронов, которые пролетев межэлектродный промежуток, конденсируются на поверхности холодного металла (анод). В результате в цепи составленной из двух электродов с разными температурами образуется термоэлектрическое поле и после включения между электродами внешнего потребителя создается электрический ток.

Для устранения потерь, обусловленных теплопроводностью, между электродами поддерживается вакуум.

Простейшая схема термоэлектронного преобразователя приведена на рис. 4.15.

Катод и анод изготовлены из тугоплавких металлов (No, W, Re) разделены вакуумным промежутком (несколько десятых долей мм). К катоду подводится теплота, достаточная для возникновения термоэлектронной эмиссии с поверхности металла. Электроны (3) преодолевают межэлектродное пространство попадают на поверхность анода, создавая на нем избыток отрицательных зарядов и увеличивая его отрицательный потенциал.

Если будет непрерывно подводиться теплота к катоду и соответственно охлаждаться анод, тогда во внешней цепи будет поддерживаться электрический ток и совершаться работа. Для получения оптимальной работы выхода на катоде (т.е. $\approx 2,5 \div 2,8$ эВ) и на аноде ($\approx 1,0 \div 1,7$ эВ) в зазор между ними вводят легкоионизируемые пары цезия (Cs). Положительные ионы цезия образуются при столкновении атомов цезия с тепловыми электронами на катоде и аноде, что интенсифицирует ионизацию и соответственно работу выхода. В современных термоэлектронных преобразователях при температурах электродов $1700 \div 2000$ К на катоде и $800 \div 1100$ К на аноде; их удельная мощность достигает десятков Вт/см² и («топаз» - 10 кВт) электрический КПД ≈ 20 %.

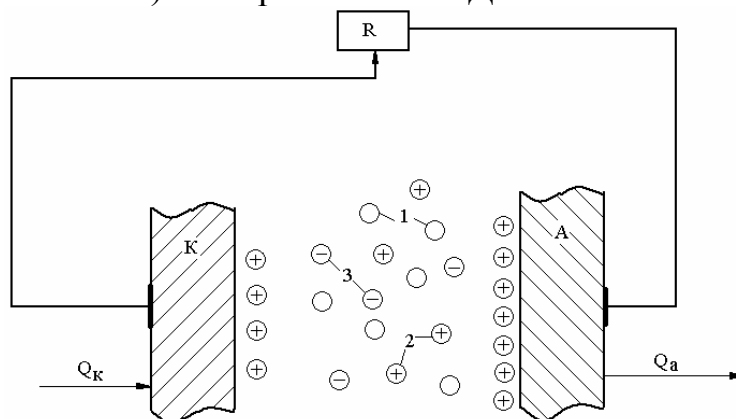


Рис. 4.15. Схема термоэлектронного генератора энергии:

K – катод, A – анод, R – внешняя нагрузка,
 Q_k – теплота, подводимая к катоду, Q_a – теплота, отводимая от анода,
 $O-1$ – атомы; $\oplus 2$ – ионы, $\ominus 3$ – электроны

По роду источника теплоты различают: ядерные, солнечные, газопламенные, на тепле от сжигания органического топлива.

Достоинства:

- отсутствие движущихся деталей;
- компактность;
- высокая надежность.

Топливные элементы ($TЭ$) – важнейшая составная часть электрохимического генератора, обеспечивающая прямое преобразование химической энергии топлива и схема $TЭ$ приведена на рис. 4.16.

Основу $TЭ$ составляют два каталитически активных пористых электрода (3), разделенные твердым или жидким электролитом (4). Топливо (B) и окислитель (A) подаются в полости (1 и 2), граничащие с электродами соответственно к аноду и катоду.

На поверхности раздела (контакта) электролит – электроды в присутствии катализатора происходят реакции окисления и восстановления. В результате которых на аноде молекулы топлива (B) распадаются на атомы, которые образуют положительные ионы (B^+), на катоде молекулы окислителя (A) также распадаются на атомы, которые соединяются с электронами и образуют отрицательные ионы (A^-). Образовавшиеся (B^+) и (A^-) устремляются через электролит –

первые к катоду, создавая (+) потенциал, а вторые к аноду, создавая (-) потенциал, в результате во внешней цепи образуется электрический ток и конечный продукт реакции AB (например, нейтральные молекулы воды).

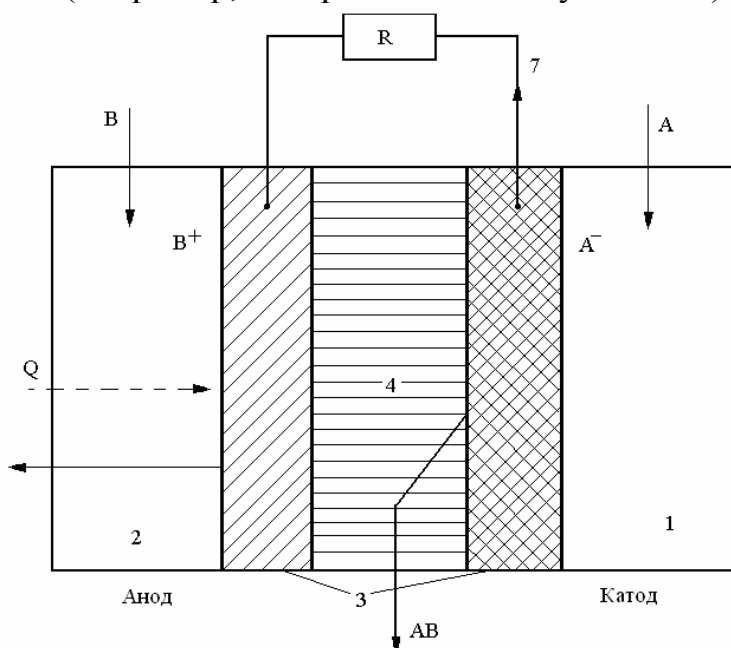


Рис. 4.16. Схема электрохимического генератора энергии:

- 1 и 2 – полости для размещения топлива (B) и окислителя (A);
- 3 – пористые электроды; 4 – электролит; A – окислитель;
- B – топливо; AB – продукты реакции окисления и восстановления;
- R – сопротивление внешней нагрузки;
- J – электрический ток, совершающий полезную работу;
- Q – теплота, выделяющаяся (или поглощающаяся) в результате реакции

Суммарная реакция имеет вид



где $E_{пол}$ – полезная работа.

$TЭ$ различаются:

- по рабочим температурам от $+20$ °С до 1000 °С;
- видам используемого топлива – водород, водородосодержащие вещества, металлы и др.;
- то же окислителя – кислород, кислородосодержащие вещества, хлор и др.;
- катализатора – платина, серебро, никель и др.;
- электролита – щелочи, кислоты, окислы металлов, растворы солей и др.

Практически созданы: водородно-кислородные $TЭ$ с раствором щелочи KOH , работают при температуре ≤ 100 °С, рабочее напряжение ≈ 1 В (один вольт), поэтому отдельные $TЭ$ соединяются в батареи.

Достоинства:

- КПД газовых батарей ≈ 65 %;

- ресурс тысяча часов.

Вопросы для самопроверки

1. В чем заключаются преимущества установок с МГД -генератором?
2. Каким образом повышается электропроводность плазмы в канале МГД -генератора?
3. Опишите принцип действия топливного элемента.
4. В чем заключается принципиальное преимущество установок прямого преобразования энергии по сравнению с современными теплосиловыми установками?

Раздел 5. Циклы холодильных и теплонасосных установок

Раздел содержит две темы, практическое занятие (№ 6) и контрольную работу (зад. № 16, 17). А также вопросы для самопроверки и контрольный тест из десяти вопросов (№ 5). Максимально возможное число баллов по этому разделу составит 30 баллов для очно-заочной и заочной форм обучения.

5.1. Циклы воздушной и парокомпрессорной холодильных установок

Холодильный коэффициент. Коэффициент трансформации теплоты. Обратный цикл Карно. Схема и цикл воздушной холодильной установки. Термодинамические свойства рабочих тел парокомпрессионных трансформаторов теплоты. Схема, цикл и холодильный коэффициент парокомпрессорной холодильной установки. Схема и принцип работы абсорбционной холодильной установки.

По теме выполняется практическое занятие (№ 6) и контрольная работа (зад. № 16, 17). Лабораторные работы не предусмотрены.

После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы можно найти в учебниках [1,3].

5.1.1. Циклы холодильных установок

Холодильными установками или холодильными машинами называются машины предназначенные для понижения температуры охлаждаемого тела ниже температуры окружающей среды и непрерывного поддержания заданной низкой температуры в течение определенного времени.

Отводимая при охлаждении теплота воспринимается холодильным агентом, температура которого должна быть еще более низкой.

Охлаждающий эффект получается в результате ряда физических процессов:

- при фазовых превращениях - кипении жидкостей, плавлении твердых тел и др.;

- при адиабатическом и политропном расширении тел с производством внешней работы;
- в процессе дросселирования, за счет потери внутренней энергии рабочего тела;
- в результате термоэлектрических явлений, происходящих в полупроводниковых охлаждающих устройствах и т.д.

Искусственный холод применяется при замораживании грунта, сжижении технических газов, в пищевой промышленности и т.д.

Наиболее экономичным и совершенным с позиции термодинамики является обратный цикл С.Карно следующего вида, рис. 5.1.

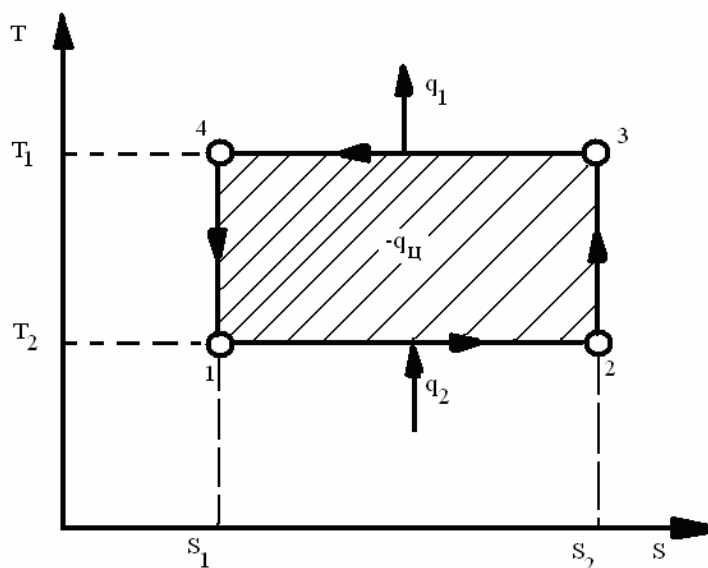


Рис. 5.1

По линии 1-2 происходит изотермическое расширение ($T_2 = \text{const}$) в результате которого холодильный агент отводит от охлаждаемого тела теплоту « q_2 » = *пл.* 1-2- s_2 - s_1 -1 при температуре T_2 .

Затем холодильный агент сжимается по адиабате 2-3 и его температура повышается до « T_1 », равной температуре окружающей среды. В дальнейшем холодильный агент в процессе изотермического сжатия 3-4 отдает окружающей среде теплоту « q_1 » = *пл.* 3-4- s_1 - s_2 -3, после чего холодильный агент адиабатно расширяется по линии 4-1 с понижением температуры до « T_2 ». В результате цикл завершается и далее повторяется.

Для совершения такого цикла затрачивается механическая работа l , эквивалентная площади 1-2-3-4-1 (заштрихован) и равна разности работ расширения и сжатия холодильного агента

$$q_1 = q_2 + l. \quad (5.1)$$

Характеристикой эффективности цикла холодильной машины служит холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (5.2)$$

А также холодопроизводительность – количество теплоты, отводимой в единицу времени от охлаждаемого тела (объекта), и удельная холодопроизводительность – количество теплоты, отводимое от охлаждаемого объекта одним кг холодильного агента.

По виду применяемого холодильного агента холодильные установки делятся на две группы:

- воздушные, в которых холодильный агент – воздух;
- паровые, в которых холодильный агент – пары, низкокипящих веществ (аммиак – NH_3 , $\sim t_{\text{крит}} = -70^\circ\text{C}$, сернистый ангидрид – SO_2 , $t_{\text{крит}} = -50^\circ\text{C}$, фреон и т.д.).

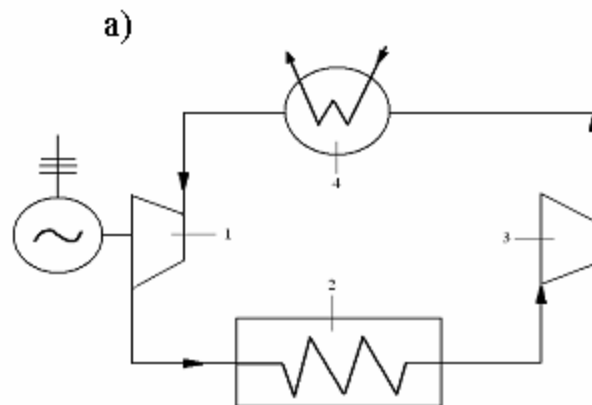
Такие установки подразделяются на парокомпрессионные, парожеткторные, абсорбционные.

5.1.2. Цикл воздушной холодильной установки

Холодильный агент – воздух, который в процессе работы не изменяет своего агрегатного состояния.

Схема работы воздушной холодильной машины имеет вид (рис. 5.2).

Воздух из охлаждаемого помещения 2 засасывается компрессором 3, где в процессе 2-3 (при $p_2 = \text{const}$) отбирается теплота q_2 от охлаждаемого тела, а температура воздуха повышается от T_2 до T_3 . Затем нагретый воздух в компрессоре 3, адиабатно сжимается до давления p_1 с повышением температуры от T_3 до T_4 (процесс 3-4) с затратой работы. Наконец воздух поступает в охладитель 4 и охлаждается водой (процесс 4-1), где температура его понижается до T_1 (окружающего воздуха) при $p_1 = \text{const}$. При этом отдается теплота $q_1 = q_2 + l$. После этого воздух поступает в расширитель (1), где совершает работу (т.е. вращает ЭГ) при расширении до давления p_2 (процесс 1-2) и температура воздуха уменьшается до $(-60) \div (-70^\circ\text{C})$ от T_1 до T_2 . Затем воздух снова поступает в охлаждаемое помещение.



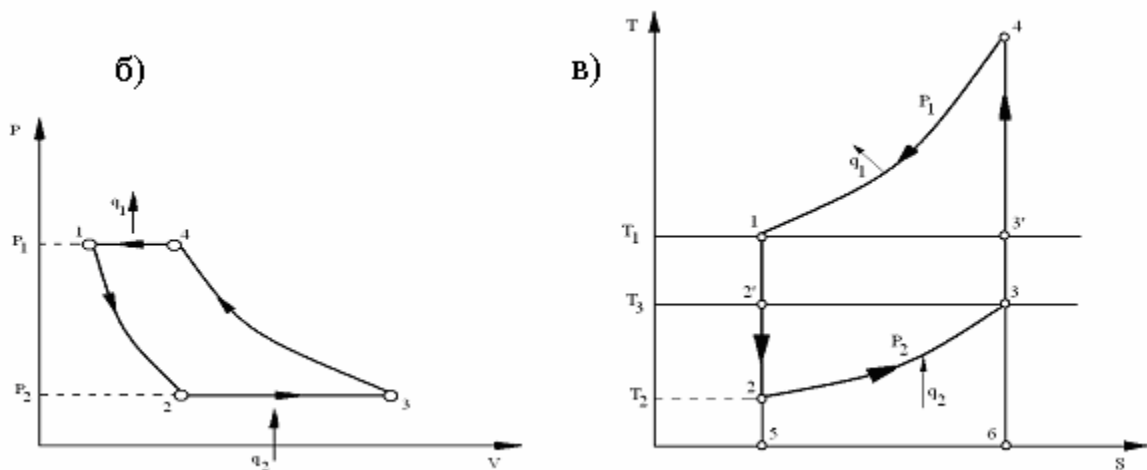


Рис. 5.2

Холодильный коэффициент установки определяется

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{c_p(T_3 - T_2)}{c_p(T_4 - T_1) - c_p(T_3 - T_2)} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}. \quad (5.3)$$

Вследствие значительной необратимости в процессах теплообмена, значение $\varepsilon < \varepsilon_{\text{Карно}}$ примерно в 4,5 ÷ 5,5 раза. Повышение ε достигается применением регенераций теплоты и турбокомпрессоров, заменяющих поршневой компрессор.

5.1.3. Цикл парокомпрессионной холодильной установки

Отличительная особенность этой установки от воздушной состоит в том, что отвод и подвод теплоты производится по изотермам, а не по изобарам (рис.5.3).

Изотермические процессы осуществляются при использовании в качестве холодильного агента какой-либо низкокипящей жидкости, у которой температура кипения при атмосферном давлении меньше $\leq 0^\circ\text{C}$.

Влажный насыщенный пар холодильного агента сжимается в компрессоре (1) (см. рис. 5.3, а) до давления p_1 , в результате влажность пара уменьшается и в конце сжатия пар становится сухим насыщенным – процесс 1-2. После компрессора пар поступает в конденсатор (2), где при $p_1 = \text{const}$ и $T_1 = \text{const}$ по линии 2-3 пар превращается в жидкость за счет отдачи теплоты q_1 парообразования охлаждающей жидкости (см. рис. 5.3, б).

Из конденсатора жидкость поступает в редукционный клапан (дроссель) 3, где давление понижается от p_3 до p_4 по линии 3-4, это процесс сопровождается

понижением температуры от T_1 до T_2 с частичным испарением жидкости и образованием влажного пара.

В охлаждаемом помещении (рефрижераторе) 4 этот пар отбирает теплоту q_2 от охлаждаемого объекта и подсушивается при $p_2 = \text{const}$ и $T_2 = \text{const}$ по линии 4-1.

Затем цикл повторяется.

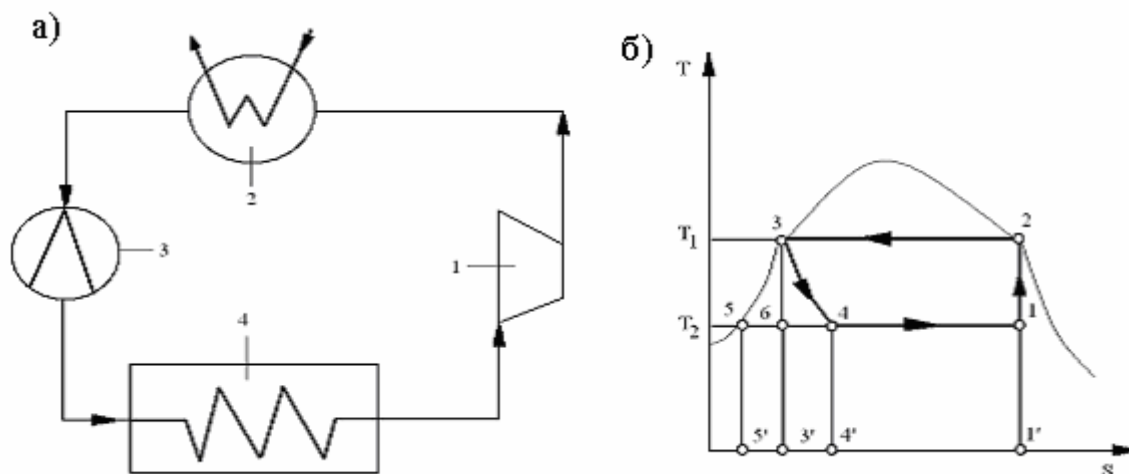


Рис. 5.3

Холодильный коэффициент определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{q_2}{l}. \quad (5.4)$$

Преимущества:

- более высокий теоретический холодильный коэффициент $\approx 4,85 \dots 4,75$, против Карно $\varepsilon = 5,74$;
- отсутствие расширительного цилиндра и малый объемный расход холодильного агента;
- небольшие габариты машины.

Верхняя температура цикла T_1 зависит от температуры охлаждающей воды и составляет $25 - 30 \text{ }^\circ\text{C}$, нижняя температура – $T_2 = 0$ до $120 \text{ }^\circ\text{C}$. Холодильными агентами являются: аммиак – NH_3 , хлористый метил – CH_3Cl , фреоны – 14, 13, 22 и фреон-12 – в бытовых холодильниках.

5.1.4. Абсорбционная холодильная установка

В этой установке рабочим веществом является бинарный раствор – это смесь, состоящая из двух полностью растворимых друг в друге веществ (например, водо-аммиачный раствор), имеющий различные температуры кипения. Вещество с меньшей температурой кипения является холодильным агентом

(аммиак), с более высокой температурой кипения – абсорбент (вода). Схема такой установки имеет вид (рис. 5.4, а).

К парогенератору (1) подводится теплота q_0 с температурой T_1 большей, чем температура окружающей среды T_0 . В результате кипения жидкости малой концентрации при p_2 образуется пар высокой концентрации, который поступает в конденсатор (2), где конденсируется, отдавая теплоту q_1 охлаждающей воде с температурой окружающей среды T_0 (см. рис. 5.4, б).

Образовавшаяся жидкость высокой концентрации дросселируется в регулирующем вентиле (3) от давления p_1 до p_2 ($p_1 > p_2$), в результате температура жидкости понижается и становится меньше, чем в охлажденном помещении (4).

Вследствие подвода теплоты q_2 жидкость в испарителе испаряется и пар с параметрами p_2 и T_2 поступает в абсорбер (5), где абсорбируется (т.е. поглощается) при температуре $T_0 > T_1$ жидкостью, отдавая теплоту абсорбции q_1'' охлаждающей воде.

При кипении жидкости в генераторе (1) ее концентрация снижается, а в абсорбере, вследствие поглощения концентрированного пара, повышается. Для поддержания концентрации в обоих устройствах одинаковыми между ними необходимо осуществить циркуляцию с помощью насоса (6) или естественную, за счет разности плотностей растворов разной концентрации.

Жидкость при движении из генератора в абсорбер дросселируется регулирующим вентилем 7.

Эффективность такой установки оценивается коэффициентом использования теплоты $\xi = \frac{q_2}{q_0}$, где q_2 - теплота равна холодопроизводительности в испарителе, q_0 - теплота, затраченная на испарение жидкости в генераторе.

Коэффициент теплоиспользования имеет значение от $\xi = 0,169$ до $\xi = 0,5$ в более совершенных машинах.

На диаграмме Ts цикл изобразится (см. рис. 5.4, б).

Работа абсорбционной холодильной установки может рассматриваться как совокупность трех тепловых резервуаров.

В первом резервуаре (генераторе) подводится теплота q_0 равная пл. 1-2-3-4-1; во втором – испарителе подводится теплота q_2 - пл. 4-5-6-7-4, в третьем отводится теплота q_1 - пл. 1-8-9-7-1 (конденсатор - q_1' , абсорбер - q_1''). Тогда уравнение теплового баланса имеет вид

$$q_1 = q_1' + q_1'' = q_2 + q_0, \quad (5.5)$$

где q_1' - теплота, отведенная в конденсаторе;

q_1'' - теплота, отведенная в абсорбере.

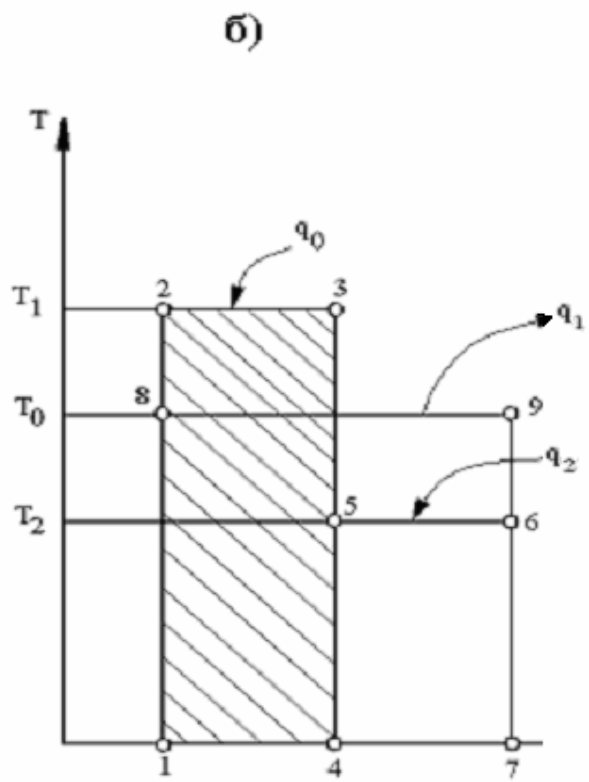
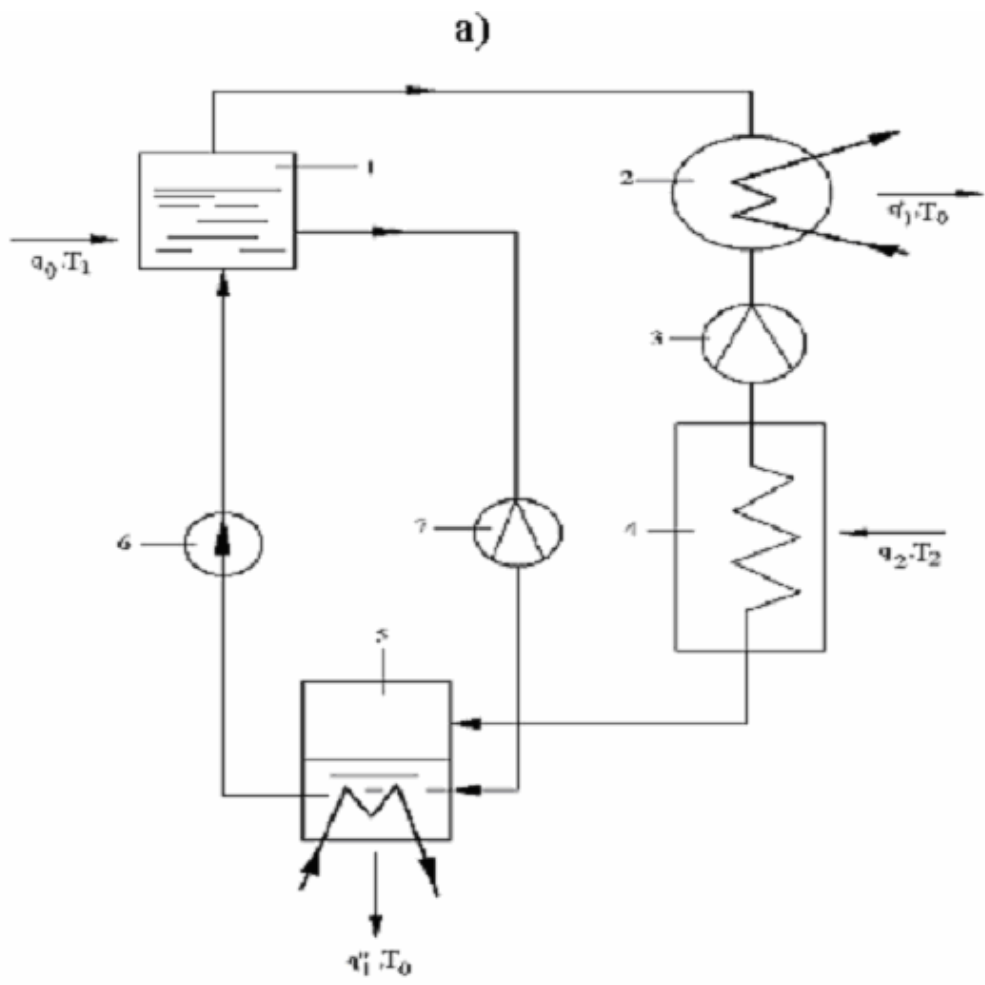


Рис. 5.4

Вопросы для самопроверки

1. Что такое холодильный коэффициент и коэффициент трансформации теплоты (отопительный коэффициент)? Как связаны эти величины?
2. Изобразите принципиальную схему воздушной холодильной установки и ее идеальный цикл в координатах p , v и T , s .
3. Каково назначение детандера в воздушной холодильной установке и почему его нельзя заменить дроссельным вентилем?
4. Изобразите схему парокомпрессионной холодильной установки с дроссельным вентилем и ее идеальный цикл в координатах T , s .
5. Какие преимущества имеет парокомпрессионная холодильная установка по сравнению с воздушной?
6. Изобразите принципиальную схему абсорбционной холодильной установки. Как повышается давление хладагента в этой установке?
7. Как влияет переохлаждение хладагента после конденсатора на значение коэффициента трансформации теплоты теплонасосной установки?
8. Какими свойствами должны обладать хладагенты?
9. Опишите основные методы сжижения газов.

5.2. Передача теплоты тепловым насосом и тепловой трубой

Принцип действия теплового насоса. Термодинамическое сравнение эффективности теплового насоса и теплофикации.

Основы теории тепловых труб. Поверхностное натяжение. Переход давления в жидкой и паровой фазах. Теплопередача и пределы теплопередающей способности тепловых труб.

Виды и применение тепловых труб.

По теме не предусмотрены практические занятия, лабораторные и контрольные работы.

После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы можно найти в учебниках [1,3].

5.2.1. Тепловой насос

Такой насос предназначен для нагревания объекта за счет затраты теплоты другого потенциала, например, теплоты окружающей среды – (воздух, вода). Схема насоса приведена на рис. 5.5.

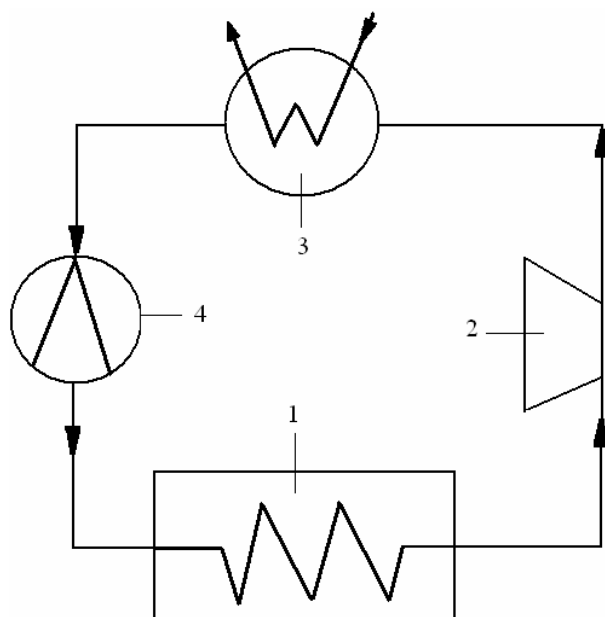


Рис. 5.5

В испарителе (1) происходит парообразование низкокипящего теплоносителя (например, фреона) от теплоты, воспринимаемой от окружающей среды.

Образовавшийся пар сжимается в компрессоре 2 с повышением температуры от T_0 до T_1 , зависящей от степени сжатия в компрессоре. Затем пар поступает в конденсатор (3), в котором отдает теплоту в отопительную или др. системы. Образовавшийся конденсат проходит дроссельный вентиль (4), где происходит понижение давления до p_0 и далее конденсат снова поступает в испаритель (1). Цикл повторяется.

В основе действия теплового насоса также лежит обратный цикл Карно. В отличие от холодильной машины, тепловой насос должен отдавать как можно больше теплоты горячему телу (например, системе отопления).

Эффективность теплового насоса оценивается так называемым отопительным коэффициентом, который определяется по формулам 1.81 и 1.82.

5.2.2. Передача теплоты тепловыми трубами

Общепризнано, что тепловые трубы существенно увеличивают возможности форсирования мощности и повышения экономности теплоэнергетических установок.

Принцип работы тепловой трубы (ТТ) основан на испарении теплоносителя в зоне нагрева и его конденсации в зоне охлаждения. При этом теплота передается за счет скрытой теплоты парообразования, а циркуляция теплоносителя осуществляется под действием капиллярных или массовых сил, без использования механических насосов и отсутствием затраты внешней энергии на перекачку теплоносителя.

Прообразом ТТ является термосифон (рис. 5.6, а), в плотнозакрытой трубке которого помещается небольшое количество жидкости. При нагреве нижнего конца трубки жидкость испаряется и пар движется к холодильному концу тру-

бы, где он конденсируется. Если учесть, что скрытая теплота парообразования велика, то даже при небольшой разности температур между концами термосифона передается значительное количество теплоты. Основным недостатком термосифона является необходимость расположения зоны испарения ниже зоны конденсации. Тепловая трубка (рис. 5.6, б) отличается от термосифона наличием фитиля 2, по которому конденсат 1 возвращается в испарительную зону под действием капиллярных сил, что позволяет ТТ работать при любой ориентации испарителя. Движение теплоносителя в паровой фазе от испарителя в зону конденсации происходит вследствие существования в паровом канале трубы градиента давления $\Delta p_{п.}$ Движение конденсата происходит под действием градиента давления в жидкости $\Delta p_{ж.}$ В результате образуется граница раздела фаз пар-жидкость, которая характеризуется образованием менисков на поверхности жидкости в порах фитиля и разности давлений, которая называется капиллярным давлением $\Delta p_{кап.}$

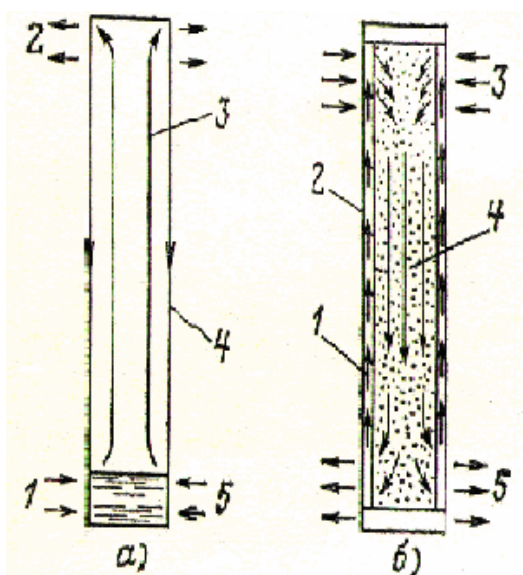


Рис. 5.6. Тепловая труба и термосифон

а – термосифон: 1 – подвод теплоты; 2 – отвод теплоты; 3 – пар; 4 – конденсат; 5 – жидкость; б – тепловая труба: 1 – конденсат; 2 – фитиль; 3 – подвод теплоты; 4 – пар; 5 – отвод теплоты

Появление перепада давления по длине ТТ обеспечивает замкнутую естественную циркуляцию теплоносителя, т.е. «капиллярный насос».

В качестве материала корпуса трубы применяются медь, алюминиевый сплав, нержавеющая и углеродистая стали, сталь на основе никеля, вольфрама и др.

Фитиль изготавливается из металлической сетки одно- и многослойной, спеченного металлического порошка, в виде различных канавок и т.п.

Выбор теплоносителя основан на совместимости его с материалами ТТ, данные о совместимости приведены в работе [10]. Теплоносителем могут быть любые химические вещества и соединения, имеющие при рабочих температу-

рах жидкую и паровые фазы. Основные теплоносители для среднетемпературных ТТ – фреоны, ацетон, аммиак, вода, ртуть, сера, калий, натрий и др.

Установка, оснащенная системой теплоотвода на базе тепловых труб, приобретает ряд новых принципиальных свойств:

- переносить большие удельные тепловые потоки с минимальным термическим сопротивлением и небольшим перепадом температуры между зонами подвода и отвода теплоты, например, ТТ с водяным теплоносителем при температуре 220°C передает тепловую мощность более 3 кВт/см²;

- обеспечивать изотермичность рабочих поверхностей охлаждаемых деталей и, как следствие, уменьшение термических деформаций и искажение формы рабочих поверхностей;

- транспортировать и перераспределять теплоту в зонах теплообмена без традиционных механических насосов, а поскольку ТТ представляет собой замкнутый контур циркуляции теплоносителя и является полностью автономным устройством, то работа системы теплопередачи не зависит от условий окружающей среды.

Эти возможности ТТ могут быть расширены путем применения газорегулируемых тепловых труб (ГРТТ) с пассивным и активным регулированием температуры рабочих поверхностей деталей теплового двигателя.

Следует отметить, что применение тепловых труб или термосифонов позволяет без особых затрат утилизировать тепло выхлопных газов. Это тепло можно использовать, например, для отопления, кондиционирования и подготовки топлива с целью повышения полноты его сгорания

Для обеспечения работы ТТ необходимо выполнить следующее соотношение

$$\Delta p_{\text{кан}}^{\text{max}} > \Delta p_{\text{жс}} + \Delta p_n + \Delta p_{\text{зр}}, \quad (5.6)$$

где $\Delta p_{\text{зр}}$ -гравитационный перепад давления, $\Delta p_{\text{жс}}$ -перепад давления в жидкости, Δp_n -перепад давления пара.

В связи с ростом стоимости энергии в настоящее время разрабатываются способы и дешевые конструкции устройств утилизации отработанной теплоты, которая сбрасывается в окружающую среду. На рис. 5.7 изображен регенератор воздух-воздух, состоящий из пучка оребренных ТТ, испарители размещены в канале 4, в который сбрасывается отработавший газ, 2, а конденсаторы расположены в канале 1, по которому движется холодный воздух. Подогретый в регенераторе 3 воздух передается потребителю.

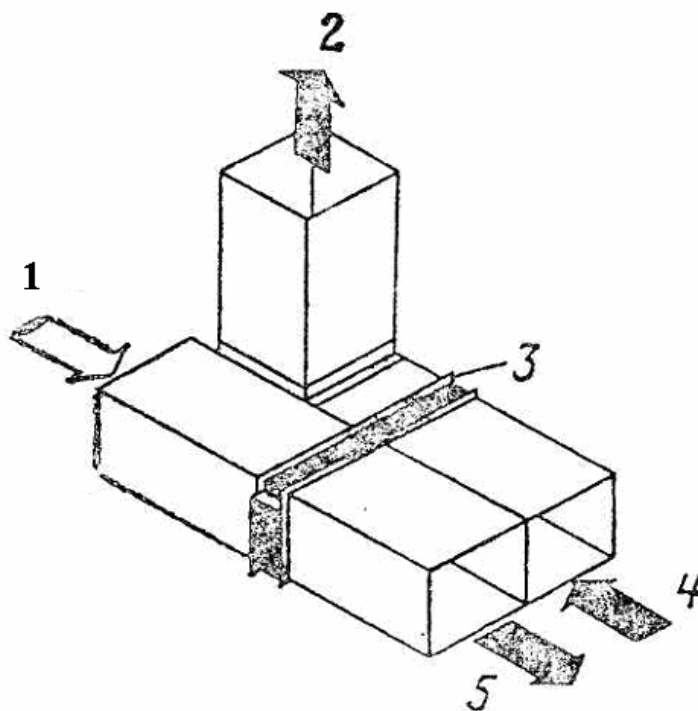


Рис. 5.7. Регенеративный теплообменник «воздух-воздух»

На рис. 5.8 приведена конструкция регенератора теплоты 3 (см. рис. 5.7.) из которого видно, что потоки холодного и горячего газа могут двигаться в противоположных и в одном направлениях. Такой пакет ТТ может быть использован для подогрева воды, вместо обычных бойлеров, в системах кондиционирования и т.д. Коэффициент полезного действия достигает 70 % и более, обеспечивая при этом экономию энергии.

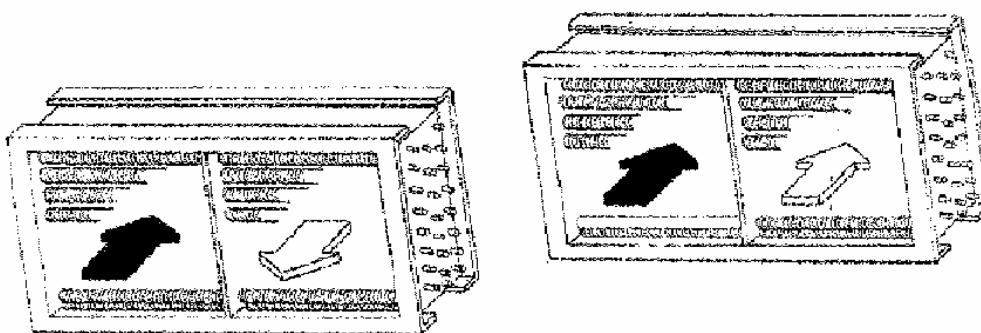


Рис. 5.8. Общий вид регенератора теплоты из ТТ.

Вопросы для самопроверки

1. В чем заключается принцип действия теплового насоса?
2. Как определяется эффективность теплового насоса и теплофикации?
3. В чем заключается принцип работы термосифона и тепловой трубы?
4. Основные элементы конструкции и свойства тепловой трубы.
5. Как определяется перепад давления в тепловой трубе?
6. Виды и применения тепловых труб.

Раздел 6. Элементы химической термодинамики

Раздел содержит две темы и вопросы для самопроверки.

6.1. Законы термодинамики в термохимии

Первый закон термодинамики в термохимии. Тепловой эффект химической реакции. Закон Гесса и его следствия. Зависимость теплового эффекта химической реакции от температуры (закон Кирхгофа). Стандартный тепловой эффект. Второй закон термодинамики в термохимии. Закон действующим масс. Химическое равновесие. Константа равновесия. Степень диссоциации. Свободная энергия и изобарный потенциал (свободная энтальпия) как характеристические функции.

По теме не предусмотрены практические занятия, лабораторные и контрольные работы.

После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы можно найти в учебниках [1,3].

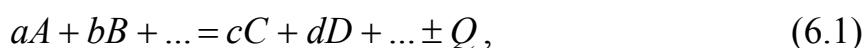
6.1.1. Основные понятия химической термодинамики

Известно, что молекулы всех веществ состоят из атомов химических элементов, находящихся в определенных соотношениях. Любое вещество состоит из однородных молекул и обладает определенными физическими и химическими свойствами, зависящими от структуры молекул. Если под влиянием каких – либо факторов (теплоты, света, электрического тока и т.д.) структура молекулы изменяется, то данное вещество перестает существовать, а появляется новое вещество с другими свойствами. Процесс превращения одних веществ в другие называется химической реакцией, а участвующие в этом процессе вещества называются компонентами химической реакции.

Химическая реакция может происходить между веществами, находящимися в однофазном (гомогенные реакции) и многофазном (гетерогенные реакции) состояниях. Уравнение реакции, выражающее эквивалентные соотношения между компонентами, называется стехиометрическим уравнением. Молярные (массовые) соотношения между эквивалентными количествами компонентов реакции называются стехиометрическими соотношениями, а смесь, состоящая из компонентов, называется стехиометрической смесью.

Химические реакции сопровождаются обычно выделением (экзотермические) или поглощением (эндотермические) теплоты, которая называется теплотой реакции - Q . Соответственно выделяющая теплота считается положительной, а поглощаемая – отрицательной.

В общем виде формула химической реакции запишется



где A, B, C, D – компоненты химической реакции; a, b, c, d – коэффициент эквивалентности.

Известно, что основными горючими компонентами органического топлива являются углерод (С) и водород (Н), которые вступают в химическую реакцию с кислородом в определенных соотношениях и рассчитываются по стехиометрическим уравнениям горения следующего вида:

-уравнение окисления углерода $C + O_2 = CO_2 + Q_H$ или при расчете

в массовых долях $1C + 2,67O_2 = 3,67CO_2 + 33,7 \text{ МДж/кг}$

в объемных долях $1C + 1,866O_2 = 1,867CO_2 + 33,7 \text{ МДж/кг}$

-уравнение окисления водорода $2H_2 + O_2 = 2H_2O + Q_H$ или при расчете

в массовых долях $1H_2 + 8O_2 = 9H_2O + 142,4 \text{ МДж/кг}$

в объемных долях $1H_2 + 5,6O_2 = 11,2H_2O + 142,4 \text{ МДж/кг}$

При этом коэффициенты эквивалентности горючих компонентов получены из соотношения молярных масс, соответственно уравнение окисления углерода- $1=12/12$, кг/кг; $2,67=32/12$, кг/кг; $3,67=44/12$, кг/кг и для объемных долей, с учетом $\rho_{O_2}=1,428$, кг/м³ –плотность кислорода и $\rho_{CO_2}=1,964$, кг/м³ при нормальных условиях, $2,67/1,428=1,866$, м³/кг; $3,67/1,964=1,867$ м³/кг.

Аналогично рассчитываются коэффициенты в уравнении окисления водорода - $1=4/4$, кг/кг; $8=32/4$, кг/кг; $9=36/4$, кг/кг и для объемных долей, с учетом $\rho_{H_2O}=0,805$, кг/м³; $5,6=8/1,428$, м³/кг; $11,2=9/0,805$, м³/кг.

В каждой протекающей химической реакции образуется смесь, состоящая из исходных компонентов и продуктов сгорания, которая представляет собой замкнутую термодинамическую систему. Содержание компонентов реакции в этой системе изменяется с течением времени в сторону уменьшения для исходных веществ и в сторону увеличения для конечных веществ. Для характеристики состава многокомпонентной смеси используется концентрация компонентов, под которой понимается количество молекул (или киломолей) в единице объема реагирующей системы.

Таким образом состояние реагирующей системы определяется термодинамическими параметрами –давлением и температурой, а также концентрацией компонентов.

6.1.2. Тепловой эффект химической реакции

В химических реакциях, кроме выделения или поглощения теплоты, изменяется внутренняя энергия системы и совершается внешняя работа, которая состоит из работы расширения (сжатия) и работы против электрических, магнитных и других сил.

Выделение теплоты в реакции и совершение работы осуществляется за счет уменьшения внутренней энергии системы, которая определяется согласно первому закону термодинамики по уравнению

$$U_1 - U_2 = Q + L. \quad (6.2)$$

При этом уменьшение внутренней энергии $U_1 - U_2$ называется тепловым эффектом химической реакции. При обратимых процессах получается максимальная работа и выделяется минимальное количество теплоты

$$(U_1 - U_2)_{\text{обрат}} = Q_{\text{min}} + L_{\text{max}}. \quad (6.3)$$

В реакциях, в которых совершается только работа расширения или сжатия, а другой работы не совершается, имеет место минимальная работа и максимальная теплота

$$U_1 - U_2 = Q_{\text{max}} + L_{\text{min}} \quad (6.4)$$

или $\Delta U = Q_{\text{max}} + M \int_{v_1}^{v_2} p dv,$

где Q_{max} –теплота реакции; М-масса рабочего тела; $\int_{v_1}^{v_2} p dv$ -работа изменения объема; $\Delta U = U_1 - U_2$ -тепловой эффект реакции.

Если реакция протекает между твердыми и жидкими веществами, то она почти не сопровождается изменением объема. То же можно сказать про газовые реакции, происходящие в замкнутых оболочках.

В этих случаях, применительно 1 кг рабочего тела, имеем:

$$dv = 0; \quad \Delta u = u_1 - u_2 = q_v,$$

т.е. *тепловой эффект при постоянном объеме равен количеству выделенной теплоты.*

Если химическая реакция протекает при постоянном давлении

$$\Delta u = q_p + p(v_2 - v_1), \quad (6.5)$$

т.е. *теплота изобарной реакции равна уменьшению энтальпии системы.*

Соотношение между q_v и q_p может быть получено из следующей формулы

$$u_1 - u_2 = q_p + p(v_2 - v_1).$$

Изменение $(v_2 - v_1)$ объема системы обуславливается почти исключительно возникновением или исчезновением некоторого числа Δn грамм-молекул газообразных веществ, где $\Delta n = n_2 - n_1$ -изменение числа молей вещества в реакции.

Так как $u_1 - u_2 = q_v$, то

$$q_v = q_p + \Delta n RT. \quad (6.6)$$

В реакциях, где участвуют только конденсированные системы, т.е. твердые и жидкие тела, можно принимать $q_v \approx q_p$.

Тепловые реакции q_v и q_p зависят от условий (температуры и давления). Для удобства сравнения и вычисления q_v и q_p относят к условиям, принятым за стандартные.

Стандартные теплоты реакции вычисляются при $p=0,101$ МПа и $t=25^\circ\text{C}$ (298 К) и обозначаются q_{p298}° , предлагается, что при этих условиях газы можно рассматривать как идеальные.

Закон Гесса. Согласно закону Гесса тепловой эффект химического процесса зависит только от начального и конечного состояния системы, но не зависит от пути, по которому протекает процесс.

6.1.3. Зависимость теплоты реакции от температуры

Суммарные теплоемкости веществ при постоянном объеме соответственно до и после реакции равны

$$c_{v_1} = \left(\frac{\partial u_1}{\partial T} \right)_v; \quad c_{v_2} = \left(\frac{\partial u_2}{\partial T} \right)_v, \quad (6.7)$$

где u_1 и u_2 – внутренняя энергия системы соответственно в начальном и конечном состояниях; $u_1 - u_2 = q_v$, следовательно

$$\left(\frac{\partial q_v}{\partial T} \right)_v = c_{v_1} - c_{v_2},$$

где $\left(\frac{\partial q_v}{\partial T} \right)_v$ называется температурным коэффициентом теплоты изохорной реакции или температурным коэффициентом теплового эффекта реакции.

Суммарные теплоемкости начальных и полученных веществ c_{v_1} и c_{v_2} определяются при расчетах, как теплоемкости смеси газов.

Соответственно температурный коэффициент теплоты изобарной реакции равен разности суммарных теплоемкостей c_p исходных и полученных веществ:

$$\left(\frac{\partial q_p}{\partial T} \right)_p = c_{p_1} - c_{p_2}. \quad (6.8)$$

Следовательно в общем случае полученные соотношения имеют вид

$$\frac{\partial q}{\partial T} = c_1 - c_2:$$

если $c_1 - c_2 > 0$, то теплота реакции при увеличении температуры увеличивается;

если $c_1 - c_2 < 0$, то теплота реакции при увеличении температуры уменьшается;

если $c_1 - c_2 = 0$, то теплота реакции не зависит от температуры.

Взаимозависимость температурного коэффициента теплоты реакции и разности соответствующих суммарных теплоемкостей исходных и конечных компонентов реакции называется *законом Кирхгофа*.

Уравнения для $\left(\frac{\partial q_v}{\partial T}\right)_v$ и $\left(\frac{\partial q_p}{\partial T}\right)_p$ позволяют вывести расчетное уравнение

$q=f(T)$, которое применяется при вычислении теоретическим путем теплоты реакции при заданной температуре.

6.1.4. Химическое равновесие

Теория химического равновесия рассматривается на основе второго закона термодинамики и закона действующих масс, открытого в начале 60-х годов прошлого столетия. Одним из первых идею закона действующих масс предложил Н.Н.Бекетов (1827 – 1911 гг.).

Основные определения

Под **объемно –мольной концентрацией** подразумевается число молей вещества в единице объема (1 м^3), т.е. $C = \frac{n}{V}$, где C –концентрация вещества; n –число молей и V –объем в м^3 .

Скорость химической реакции. Под скоростью химической реакции подразумевается количество вещества в молях, прореагировавшее в единице объема за единицу времени.

При химическом равновесии обе реакции –прямая и обратная осуществляются с одинаковыми скоростями.

Закон действующих масс. Скорость химической реакции пропорциональна произведению концентрации реагирующих веществ. Для реакции $A + B \rightleftharpoons C + D$ скорость прямой и обратной реакций w_1 и w_2 равны

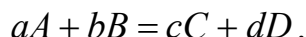
$$w_1 = k_1 C_A C_B \text{ и } w_2 = k_2 C_C C_D, \quad (6.10)$$

где C_A , C_B , C_C и C_D –концентрации веществ A , B , C , D ; k_1 и k_2 – коэффициенты пропорциональности –так называемые константы прямой и обратной реакций.

Константа химического равновесия

Скорость прямой реакции w_1 непрерывно уменьшается, а скорость обратной реакции w_2 непрерывно увеличивается, и в тот момент, когда скорость обратной реакции становится равной скорости прямой реакции, наступает химическое равновесие: $w_1 = w_2$.

Рассмотрим реакцию



Если концентрация веществ при химическом равновесии обозначить c_A , c_B , c_C и c_D , причем $C = \frac{n}{V}$ (для идеальной газовой системы), то

$$w_1 = k_1 c_A^a c_B^b;$$

$$w_2 = k_2 c_C^c c_D^d,$$

где k_1 и k_2 – константы скорости прямой и обратной реакций.

При химическом равновесии $w_1 = w_2$, т.е.

$$k_1 c_A^a c_B^b = k_2 c_C^c c_D^d;$$

и

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{c_A^a c_B^b}{c_C^c c_D^d}.$$

Отношение $\frac{k_2}{k_1} = K_c$ – константа равновесия химической реакции:

$$K_c = \frac{c_A^a c_B^b}{c_C^c c_D^d}. \quad (6.11)$$

Выражение константы равновесия может быть представлено через парциальные давления (для идеальной газовой системы):

$$K_p = \frac{p_A^a p_B^b}{p_C^c p_D^d}, \quad (6.12)$$

где p_A , p_B , p_C и p_D – парциальные давления отдельных газов в смеси при химическом равновесии.

Константы K_c и K_p связаны зависимостью

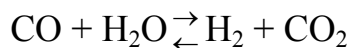
$$K_c = K_p (RT)^{\Delta n} \approx K_p (2T) \Delta n, \quad (6.13)$$

где Δn - изменение числа молей в реакции.

Для реакции $aA + bB \rightleftharpoons cC + dD$

$$\Delta n = c + d - a - b.$$

Например, для реакции



при $\Delta n = 0$ $K_c = K_p$; при $\Delta n > 0$ $K_c > K_p$; при $\Delta n < 0$ $K_c < K_p$.

Зависимость констант равновесия от температуры:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \ln K_p}{\partial T} \right)_p &= \frac{q_p}{RT^2} \approx \frac{q_p}{2T^2}, \\ \left(\frac{\partial \ln K_c}{\partial T} \right)_v &= \frac{q_v}{RT^2} \approx \frac{q_v}{2T^2} \end{aligned} \quad (6.14)$$

Приведенные уравнения показывают, что *знак изменения константы равновесия при увеличении температуры зависит от знака теплоты реакции (Закон Вант-Гоффа)*.

Из закона Вант-Гоффа следует, что в экзотермических реакциях тепловой эффект положителен ($q > 0$) и, следовательно, $\frac{d \ln K}{dT} > 0$. В таких реакциях при увеличении температуры увеличивается и константа равновесия K . Увеличение последней означает, что при равновесии возрастает концентрация исходных веществ и убывает концентрация веществ, получаемых в реакции, т.е. для осуществления экзотермических реакций благоприятны низкие температуры.

В эндотермических реакциях тепловой эффект отрицателен ($q < 0$) и в них при увеличении температуры константа равновесия уменьшается $\frac{d \ln K}{dT} < 0$.

Это означает, что при равновесии уменьшается концентрация начальных веществ и увеличивается концентрация полученных веществ, т.е. для эндотермических реакций благоприятны высокие температуры.

Зависимость констант равновесия от температуры может быть выражена следующим образом:

$$\ln K_p = -\frac{q_0}{4,574} \cdot \frac{1}{T} + \frac{\alpha}{1,985} \ln T + \frac{\beta}{4,574} T + \frac{\gamma}{9,148} T^2 + \dots + C, \quad (6.15)$$

где q_0 – тепловой эффект при абсолютном нуле температуры (можно определить исходя из значений q_{298} при стандартных условиях), а C – константа интегрирования, определяемая в соответствии с законом Нернста.

В конденсированных системах $C = 0$ (закон Нернста).

**Химические константы i и условные
химические константы j**

Вещество	Химическая константа i	Условная химическая константа j
H ₂	-368	+1,6
N ₂	-3,11	+2,6
Вещество	Химическая константа i	Условная химическая константа j
O ₂	+0,65	+2,8
CO	-0,07	+3,5
CO ₂	+0,8	+3,2
H ₂ O	+1,95	+3,6
CH ₄	-1,96	+2,5
NO	+0,52	+3,5
N ₂	-3,11	+2,6

В газовых системах

$$C = (ai_A + bi_B + \dots) - (ci_C + di_D + \dots),$$

где i – химические константы соответствующих веществ (табл. 6.1).

Иногда принимают приближенное уравнение

$$\lg K_p = -\frac{q_p}{4.574} + 1,76\Delta n \lg T + \sum(nj),$$

где q_p – тепловой эффект при комнатной температуре и

$$\sum(nj) = (aj_A + bj_B + \dots) - (cj_C + dj_D + \dots),$$

где j – условные химические константы соответствующих веществ.

Ориентировочно можно принимать $j = 1,5$ для одноатомных газов и водорода и $j = 3,0$ для двух- и многоатомных газов.

От давления константы равновесия зависят незначительно, и при не очень высоких давлениях зависимость K_c и K_p от давления пренебрегают.

6.1.5. Диссоциация

Диссоциацией называется распад соединения на более простые вещества, которыми в частном случае могут быть химические элементы.

Степень диссоциации называется доля моля вещества, разложившегося к началу равновесия. Степень диссоциации обозначается через α .

1. Если реакция сопровождается увеличением числа молей, то степень диссоциации увеличивается при повышении давления.

2. Если реакция сопровождается уменьшением числа молей, то степень диссоциации уменьшается при повышении давления.

3. Если реакция происходит без изменения числа молей, то степень диссоциации не изменяется при повышении давления (при определении числа молей твердые вещества во внимание не принимаются).

Вопросы для самопроверки

1. Сколько параметров могут оставаться постоянными при протекании в системе химической реакции?

2. Запишите первый закон термодинамики для химически активной системы.

3. Что такое тепловой эффект химической реакции?

4. Как связаны тепловые эффекты изохорно –изотермических Q_v и изобарно –изотермических Q_p реакций?

5. Сформулируйте закон Гесса и его основные следствия.

6. Каким законом определяется зависимость теплового эффекта химической реакции от температуры, при которой она протекает?

7. Что такое скорость химической реакции?

8. Сформулируйте закон действующих масс.

9. Что такое химическая обратимость реакции?

10. Дайте определение констант равновесия K_c и K_p . Какая связь существует между этими величинами?

11. Каким способом, зная константу равновесия, вычислить равновесный состав?

12. Что такое степень диссоциации и как она связана с константой равновесия?

13. Как зависит от давления степень диссоциации у реакций, протекающих с изменением и без изменения количества вещества?

6.2. Уравнение максимальной работы химической реакции

Химический потенциал. Уравнение максимальной работы химической реакции (уравнение Гиббса –Гельмгольца). Химическое сродство. Константа равновесия и максимальная работа реакции. Зависимость константы равновесия от давления и температуры. Тепловая температура Нернста. Стандартные значения термодинамических функций веществ.

По теме не предусмотрены практические занятия, лабораторные и контрольные работы.

После изучения теоретического материала следует ответить на вопросы для самопроверки по этой теме. Ответы можно найти в учебниках [1,3].

6.2.1. Химическое сродство. Мера химического сродства

Причиной реакции является химическое сродство реагирующих веществ, т.е. сила их стремления к соединению.

За меру химического сродства принимается максимальная работа реакции, величина которой для реакции $aA + bB \rightleftharpoons cC + dD$ может быть определена по следующим уравнениям:

При v , $T = \text{const}$

$$\begin{aligned} L_{\max, v} &= RT \left[\ln \frac{C_A^a C_B^b}{C_C^c C_D^d} - \ln K_c \right] \\ L_{\max, v} &= RT \left[\ln \frac{P_A^a P_B^b}{P_C^c P_D^d} - \ln K_p \right]. \end{aligned} \quad (6.16)$$

При p , $T = \text{const}$

$$\begin{aligned} L_{\max, p} &= RT \left[\ln \frac{C_A^a C_B^b}{C_C^c C_D^d} - \ln K_c \right] \\ L_{\max, p} &= RT \left[\ln \frac{P_A^a P_B^b}{P_C^c P_D^d} - \ln K_p \right], \end{aligned} \quad (6.17)$$

где C – начальные концентрации; P – начальные парциальные давления соответствующих газов.

Эти уравнения позволяют решить вопросы о возможности осуществления реакции при заданных условиях и о направлении реакции. Для этого следует

сравнить значение $\frac{C_A^a C_B^b}{C_C^c C_D^d}$, вычисленное по заданным начальным концентраци-

ям веществ, со значением константы равновесия K_c , взятым из таблиц для рассматриваемой реакции при заданных условиях.

Если $\frac{C_A^a C_B^b}{C_C^c C_D^d} > K_c$, т.е. $L_{\max} > 0$, то при заданных условиях возможна прямая

реакция превращения веществ A и B , в вещества C и D .

Если $\frac{C_A^a C_B^b}{C_C^c C_D^d} < K_c$, т.е. $L_{\max} < 0$, то при заданных условиях невозможна пря-

мая реакция соединения веществ A и B , а возможна только обратная реакция –

распада веществ C и D на вещества A и B . Если $L_{\max} = 0$, то это означает, что при заданных условиях невозможны ни прямая, ни обратная реакции, так как при этих условиях система находится в химическом равновесии.

Ввиду того, что максимальная работа одной и той же реакции при одной и той же температуре есть величина переменная, зависящая от начальных концентраций веществ, для оценки химического сродства максимальные работы различных реакций берутся при начальных концентрациях всех веществ, равных единице. При этом

$$\begin{aligned} L_{\max,v} &= -RT \ln K_c \\ L_{\max,p} &= -RT \ln K_p, \\ L_{\max,v} &= -4,574 \lg K_c. \\ L_{\max,p} &= -4,574 \lg K_p \end{aligned} \quad (6.18)$$

Последнее уравнение может быть применено для вычисления уменьшения свободной энергии и термодинамического потенциала, так как

$$L_{\max,v} = F_1 - F_2; \quad L_{\max,p} = \Phi_1 - \Phi_2;$$

при этом

$$\begin{aligned} F_1 - F_2 &= -RT \ln K_c = -4,574 \lg K_c \\ \Phi_1 - \Phi_2 &= -RT \ln K_p = -4,574 \lg K_p. \end{aligned}$$

Закон Нернста (тепловая теорема). Согласно закону Нернста вблизи абсолютного нуля в реакциях, протекающих в конденсированных системах, равны максимальные работы и тепловые эффекты:

$$\lim_{T \rightarrow 0} L_{\max} = Q,$$

а также

$$\left(\frac{dL_{\max}}{dT} \right)_{T \rightarrow 0} = \left(\frac{dQ}{dT} \right)_{T \rightarrow 0} = 0. \quad (6.19)$$

По закону Нернста постоянная интегрирования в уравнениях константы равновесия и максимальной работы для конденсированных систем равна нулю.

Следствие тепловой теоремы:

1. При абсолютном нуле теплоемкость c_i конденсированных тел равна нулю:

$$\left(\frac{dQ}{dT} \right)_{T \rightarrow 0} = \sum_{i=1}^n c_i = 0.$$

Опытные данные позволяют предположить, что при абсолютном нуле не только алгебраическая сумма теплоемкостей, но и теплоемкость каждого тела в отдельности равна нулю.

2. При абсолютном нуле энтропия конденсированных тел равна нулю:

$$\left(\frac{dL_{\max, v}}{dT} \right)_{T \rightarrow 0} = \Delta S_0 = 0 .$$

Вопросы для самопроверки

1. Как определяется максимальная работа изохорно-изотермических и изобарно-изотермических реакций?
2. Выведите уравнение изотермы химической реакции.
3. Сформулируйте закон Вант - Гоффа.
4. Сформулируйте тепловой закон Нернста.
5. Покажите, что из закона Нернста следует принципиальная недостижимость абсолютного нуля температуры.

Глоссарий (словарь терминов)

Термодинамические параметры состояния – численные значения величин, характеризующие состояние рабочего тела (термодинамической системы тел)

Абсолютная температура тела, T – температура, отчитываемая от абсолютного нуля, равного – 273,16 °С. Единица измерения T – Кельвин.

Абсолютное давление тела, P – давление, отсчитываемое от нуля, равное сумме барометрического (атмосферного) давления P_0 и избыточного (манометрического) $P_{изб}$.

Удельный объем, V – объем единицы массы рабочего тела.

Термодинамический процесс – совокупность последовательных состояний, через которое проходит рабочее тело при взаимодействии с окружающей средой.

Внутренняя энергия тела, U – энергия всех составляющих тело микрочастиц и равна сумме их кинетической энергии.

Теплота, ΔQ – микроскопическая форма обмена энергией между рабочим телом и окружающей средой, без изменения формы и объема, при этом изменяются значения давления и температуры системы.

Работа, ΔL – макроскопическая форма обмена энергии между рабочим телом, совершаемого по преодолению сопротивления окружающей среды, при этом изменяются значения всех параметров состояния.

Энтальпия, H – функция состояния равная сумме энергии (U) и потенциальной энергии, в виде произведения давления (P) на объеме (V) рабочего тела. Изменение энтальпии в любом термодинамическом процессе определяется начальным и конечным состоянием рабочего тела.

Энтропия, S – функция состояния, дифференциал (dS), которой для термодинамического процесса равен отношению бесконечно малого количества теплоты (δQ) сообщаемого рабочему телу к его абсолютной температуре (T).

Цикл действительный (реальный) – необратимый цикл, осуществляемый реальным рабочим телом, в котором изменяются теплоемкость и химический состав, теплота подводится в результате сжигания топлива и отвод теплоты осуществляется в виде выпуска продуктов сгорания, уносящих теплоты в окружающую среду.

Цикл Карно – цикл состоящий из двух изотермических и двух адиабатных процессов.

Термический к.п.д. – отношение произведенной работы (l_n) к подведенной теплоте (q_n) или отношение теплоты превращенной в работу ко всей подведенной теплоте, т.е. $\eta_t = \frac{l_n}{q_n} = \frac{q_n - q_{от}}{q_n}$, где $q_{от}$ – отведенная теплота.

Дросселирование – необратимый процесс протекания газа через местное сопротивление (суженное сечение), в результате которого уменьшается давление газа без совершения технической работы.

Цикл двигателя внутреннего сгорания (ДВС) – тепловой двигатель, у которого все процессы получения теплоты, выделяющейся при сжигании топлива, и преобразования её в механическую работу осуществляется непосредственно внутри цилиндра.

Цикл газотурбинной установки – тепловой двигатель, у которого процесс получения теплоты, выделяющейся при сжигании топлива, осуществляется в изолированной камере сгорания, а преобразование теплоты в механическую работу происходит в сопловой решетке и на лопатках газовой турбины.

Цикл Ренкина – цикл, состоящий из двух адиабатных процессов, соответствующих расширению пара на лопатках паровой турбины и повышению давления воды в насосе, а также двух изобарно – изотермических процессов, соответствующих конденсации отработавшего пара, нагреву воды до кипения и превращению кипящей воды в сухой насыщенный пар (или перегретый пар).

Цикл паротурбинной установки – тепловой двигатель, у которого процесс получения теплоты, выделяющейся при сжигании топлива, осуществляется в топке котла, нагрев воды и получения пара в паровом котле и пароперегревателе, а преобразование тепловой энергии пара в механическую работу происходит в сопловой решетке и на лопатках паровой турбины.

Испарение – процесс образования пара, происходящий с поверхности жидкости при любой температуре.

Кипение – процесс образования пара, происходящий по всей массе жидкости при температуре кипения.

Пар – реальный газ близкий к состоянию насыщения, т.е. к превращению в жидкость.

Влажный насыщенный пар – пар, который получается при неполном испарении жидкости.

Сухой насыщенный пар – пар, который получается при полном испарении всей жидкости.

Перегретый пар – пар, температура которого выше температуры насыщенного пара того же давления.

Степень сухости пара, X – доля массы сухого насыщенного пара в 1 кг влажного пара.

Степень перегрева – разность между температурой перегретого пара и температурой сухого насыщенного пара того же давления.

Скрытая теплота парообразования, r – количество теплоты, которое необходимо сообщить при постоянном давлении нагретой до кипения 1 кг жидкости для её превращений в сухой насыщенный пар.

Влажный воздух – смесь сухого воздуха с водяным паром.

Изопараметрический процесс – процесс, протекающий при постоянном значении одного из параметров состояния ($P, T, V = \text{const}$).

Изохорный процесс – процесс, протекающий при постоянном объеме ($V = \text{const}, dv = 0$).

Изобарный процесс – процесс, протекающий при постоянном давлении ($P = \text{const}, dP = 0$).

Изотермический процесс – процесс, протекающий при постоянной температуре ($T = \text{const}$, $dT = 0$).

Адиабатный процесс – процесс, протекающий без теплообмена с окружающей средой ($dq = 0$).

Политропный процесс – процесс, протекающий при наличии теплообмена с окружающей средой.

Цикл – совокупность последовательных процессов, в результате которых термодинамическая система, выведенная из некоторого состояния возвращается в исходное состояние и совершается работа.

Цикл термодинамический (идеальный) – совокупность термодинамических процессов, в котором теплоемкость, химический состав и объем рабочего тела не меняются, процессы сжатия и расширения адиабаты, процессы сгорания и газообмена заменяются на условные процессы подвода и отвода теплоты.

Идеальный газ – газ, между молекулами которого отсутствует взаимодействие, объем молекулы очень мал по сравнению с объемом всего газа и молекулы рассматриваются как беспорядочно-движущиеся материальные точки.

Реальный газ – газ, между молекулами которого существуют силы взаимодействия и молекулы имеют конечный объем.

Уравнение состояния – устанавливает функциональную зависимость параметров состояния рабочего тела (идеального или реального газа) в виде $f(P, V, T) = 0$.

Теплоемкость, c – отношение подведенного к рабочему телу количества теплоты (ΔQ) к достигнутой при изменении состояния разности температур тела (ΔT), т.е. $c = \frac{\Delta Q}{\Delta T}$.

Газовая смесь – механическая смесь отдельных компонентов различных газов, химически не реагирующих между собой.

Первый закон термодинамики – теплота (δQ), подведенная к рабочему телу с массой (m), идет на приращение внутренней энергии (dU) и совершение работы расширения (δL) против сил окружающей среды, т.е.

$$\delta Q = dU + \delta L = dU + p \cdot dV$$

Второй закон термодинамики – двигатель, полностью превращающий в работу всю полученную от горячего источника теплоту не возможен, т.е. теплота, полученная рабочим телом от горячего источника, не может быть полностью превращена в механическую работу, часть её должна быть отдана холодному источнику теплоты.

Энергия – максимально возможная работа, которую может совершить система, за счет теплоты (q_1) в любых обратимых процессах, при переходе из заданного состояния до полного равновесия с окружающей средой, т.е.

$$L_{\text{max}} = E_{\text{max}} = q_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right).$$

Фазовое равновесие – одновременное существование термодинамических равновесных фаз в многофазной системе, например, равновесие жидкости со своим паром, равновесие льда и воды и т.д.

Фазовый переход – переход вещества из одной фазы в другую при изменении температуры, давления и т.д.

Тройная точка – точка, в которой находятся в равновесии три фазы вещества, параметры тройной точки называются критическими.

3.3. УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

В качестве учебного пособия рекомендуется использовать учебники [1], [3].

3.4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ПРОВЕДЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

Практические занятия предусматривают решение задач по разделу дисциплины. Задачи и примеры их решения рассмотрены в разделе 4 (с. 215), в котором также приведены примеры решения задач контрольной работы.

Рекомендуется сначала решить задачу самостоятельно, а затем посмотреть предлагаемое решение.

При затруднениях обращайтесь к опорному конспекту, учебникам [1], [3].

3.5. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ПРОВЕДЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Общие методические указания

1. Перед выполнением лабораторных работ студентам следует изучить схему лабораторной установки, обратить внимание на размещение и включение измерительных приборов.

2. Во время наблюдений все записи вести в таблицах, составленных по наиболее удобной форме для данного эксперимента.

3. Значения параметров, полученных при обработке эксперимента, должны быть сопоставлены с расчетными значениями этих параметров.

4. По каждой лабораторной работе должен быть составлен отчет отвечающий требованиям, приведенным в настоящих методических указаниях.

Охрана труда и техника безопасности при проведении лабораторных работ

Лабораторные работы проводятся на стендах, оборудованных с учетом следующих государственных стандартов: 12.1.0119-79 «ССБТ. Электробезопасность»; 12.0.003-74 «ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы»; 12.1.010-76 «ССБТ. Взрывобезопасность» (см. инструкцию). А также Гут-

кин В.И. Безопасность жизнедеятельности при эксплуатации электроустановок до 10100 В. СЗТУ, 2004.

Перед началом работы студенты должны пройти инструктаж по технике безопасности и правилами внутреннего распорядка в лаборатории, расписаться в журнале инструктажа.

Перед проведением работы необходимо каждому студенту знать место расположения кнопки «Включатель», подающего питание на стенд, и кнопки «Выключатель», отключающей электроэнергию.

Во время проведения лабораторных работ запрещается:

- подавать электронапряжение на установку без разрешения преподавателя;
- включать и выключать установку лицам, не назначенным преподавателем для этой цели;
- ходить по помещению лаборатории без разрешения преподавателя, курить в неположенных местах.

По окончании лабораторных работ необходимо:

- обесточить лабораторную установку;
- привести рабочее место в порядок.

Лабораторная работа 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОЕМКОСТИ ВОЗДУХА ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Определение средней массовой изобарной теплоемкости воздуха c_p методом протока.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Теплоемкость – это количество теплоты, необходимое для нагревания единицы вещества на один градус. Различают теплоемкости: массовую c кДж/(кг·К), объемную c' , кДж/(м³·К), мольную $\bar{c}_m = \mu c$, кДж/(моль·К). Теплоемкость любого газа зависит от его химического состава, температуры и термодинамического процесса, в котором подводится или отводится теплота.

При постоянном объеме (в изохорном процессе) подведенная теплота расходуется только на увеличение внутренней энергии газа. При постоянном давлении (в изобарном процессе) подведенная теплота расходуется на увеличение внутренней энергии и на совершение работы расширения, поэтому теплоемкость при постоянном давлении c_p больше, чем при постоянном объеме c_v :

$$c_p = c_v + R, \quad (1)$$

где R – газовая постоянная, для воздуха $R=287$ Дж/(кг·К).

Мощность нагревателя N , подводимая при постоянном давлении к протекающему газу, определяется выражением

$$Q = c_p G (T_2 - T_1) , \quad (2)$$

где G – массовый расход газа, кг/с;

T_1, T_2 – начальная и конечная температуры прокачиваемого через нагреватель воздуха.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ОПЫТА

Схема установки показана на рис. 1

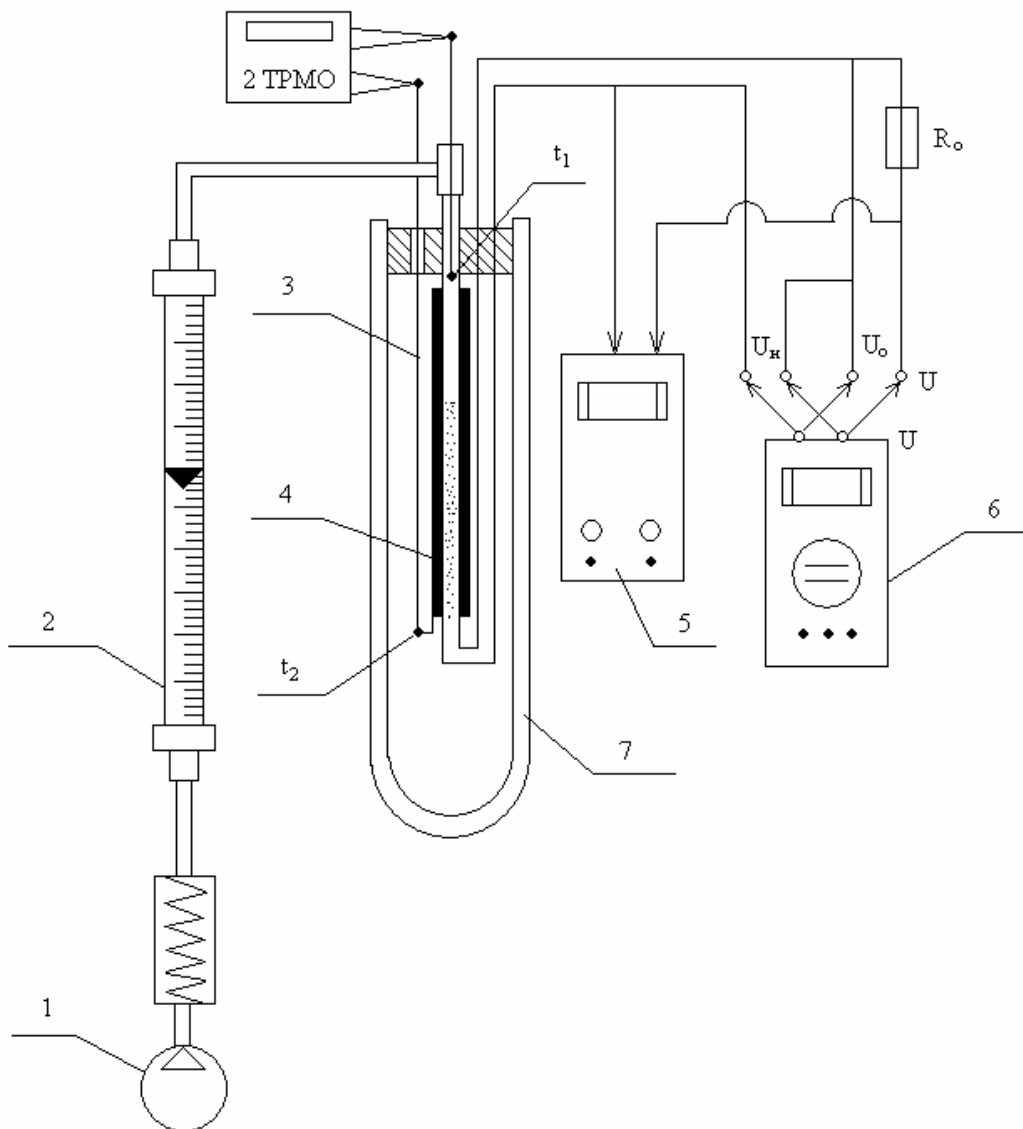


Рис. 1

Атмосферный воздух с температурой t_n подается компрессором 1 через ротаметр 2 в трубу 3, покрытую слоем тепловой изоляции. На входе и выходе из трубы размещены спайи хромель-копелевых термопар для измерения температур t_1 и t_2 . Провода от термопар выведены к двухканальному измерительному прибору 2ТРМО.

Внутри трубы размещен нихромовый нагреватель 4, к которому подводится постоянный ток от источника 5. Падение напряжения на нагревателе U_n измеряется вольтметром-мультиметром 6. Последовательно с нагревателем включено образцовое сопротивление $R_o = 0,1$ Ом.

Для исключения тепловых потерь рабочий участок трубы размещен в сосуде Дьюара 7, в котором во время опыта поддерживается постоянная температура t_2 , воздух выходит из сосуда Дьюара в атмосферу.

В ходе опыта:

1. Включают питание установки тумблером «Сеть», компрессор (1), измеритель температуры (5) и мультиметр (6).

2. Устанавливают источником питания напряжение, подаваемое на нагреватель, для первого опыта в пределах 5...7 В. По прошествии 7...10 минут, необходимых для достижения стационарного теплового режима установки, приступают к измерениям.

3. Измеряют высоту витания поплавка ротаметра h и по тарировочной таблице прибора определяют массовый расход воздуха G , кг/с.

4. Измеряют температуры воздуха t_1 и t_2 на входе и на выходе из рабочего участка трубы нагревателя прибором 2ТРМО.

5. Измеряют падение напряжения на нихромовом нагревателе U_n и на R_o образцовом сопротивлении U_o , переключая тумблер в правой части лицевой панели установки.

Обработка результатов опыта

1. По измеренному падению напряжения U_o определяют силу тока I в цепи нагревателя:

$$I = \frac{U_o}{R_o} = \frac{U_o}{0,1} .$$

2. По измеренному падению напряжения U_n определяют мощность, подведенную к нагревателю

$$Q = U_n I .$$

3. Вычисляют опытные значения средней изобарной массовой теплоемкости

$$c_{pm} = \frac{Q}{G(T_2 - T_1)} \quad (3)$$

и средней изохорной теплоемкости

$$c_{vm} = c_{pm} - R. \quad (4)$$

По завершении первого опыта повторяют его 2...3 раза при других значениях напряжения, подаваемого на нагреватель (от 7 до 14 В).

Полученные результаты c_{pm} и c_{vm} сравнивают с табличными. [П, табл. 2]. Данные измерений и расчетов сводят в форму 1.

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Отчетом по работе является заполненная форма 1. Следует проанализировать полученные результаты и объяснить отклонения вычисленных теплоемкостей от табличных (приложение 1).

Форма 1

$$c_{p\text{табл}} = \dots \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}) \text{ при } t_{cp} = \dots \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$c_{v\text{табл}} = \dots$$

№ п/п	h дел	t_1 $^\circ\text{C}$	t_2 $^\circ\text{C}$	U_o В	U_n В	G кг/с	I А	Q Вт	c_p Дж/(кг·К)	c_v Дж/(кг·К)
1										
2										
3										
4										

Литература: [1], с 31...33.

Лабораторная работа 2

ПРОВЕРКА ТЕМПЕРАТУРНОЙ ШКАЛЫ КЕЛЬВИНА

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Определение термического коэффициента изменения давления воздуха, проверка температурной шкалы Кельвина.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Абсолютная температура T пропорциональна кинетической энергии молекул газа и соответствует температуре тройной точки химически чистой воды, в которой лед, вода и пар находятся в равновесии между собой. Наряду с давлением p и удельным объемом v температура является основным термодинамическим параметром состояния газа. Абсолютная температура всегда положительна, $T=0$ соответствует состоянию полного покоя молекул. Абсолютная температура измеряется в Кельвинах (К).

Наряду с абсолютной температурой T на практике используют температуру Цельсия t , в которой за 0° принята точка плавления льда при нормальном атмосферном давлении, причем

$$t = T - 273,16 \text{ К.}$$

Величина 273,16 установлена международным соглашением. Таким образом, разности температур абсолютных и по Цельсию – одинаковы:

$$t_1 - t_2 = T_1 - T_2; \Delta t = \Delta T.$$

Размер одного Кельвина в абсолютной шкале равен градусу в шкале Цельсия:

$$1\text{K} = 1^\circ\text{C}.$$

Если при постоянном объеме газа ($v = \text{const}$) к нему подводится (или от него отводится) теплота, то давления и температуры связаны законом Шарля:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}, \quad (5)$$

т.е. давление пропорционально абсолютной температуре. Для двух состояний газа давление и температура связаны соотношениями

$$p_1 = p_o(1 + \alpha t_1), \quad p_2 = p_o(1 + \alpha t_2),$$

где p_o – начальное давление, Па;

α – термический коэффициент изменения давления, $1/^\circ\text{C}$.

Из этих равенств следует формула для определения α :

$$\alpha = \frac{p_2 - p_1}{p_1 t_2 - p_2 t_1}. \quad (6)$$

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ОПЫТА

Экспериментальный стенд (рис. 2) включает термоизолированную емкость 1, внутри которой размещен электронагреватель 2 и термоэлектрический преобразователь (хромель-копелевая термопара) 3. Давление внутри емкости измеряется водяным U – образным дифференциальным манометром 5. Электропитание к нагревателю подводится от источника питания 7. Последовательно с нагревателем в цепь электропитания включено образцовое сопротивление R_o , падение напряжения на котором позволяет определить электрическую мощность, подводимую к нагревателю 2. Падение напряжения на нагревателе U_n и на образцовом сопротивлении U_o измеряется мультиметром, подключенным к разъемам 8.

При подготовке стенда к работе U – образный дифманометр заливают дистиллированной водой примерно до середины и закрывают открытую трубку резиновой пробкой, закрывают краны K_1 и K_2 , измеряют высоту уровня h_1 в закрытом колене дифманометра. Включают измеритель температуры, измеряют температуру t_1 , включают источник питания, подключают мультиметр для измерения U_n . Включают тумблер U_n и устанавливают ручкой регулировки источника питания значение U_n для первого опыта (в пределах 3...5 В).

После достижения стационарного режима (т.е. постоянного значения температуры t_1) снимают показания измерителя температуры t_2 и дифманометра h_2 .

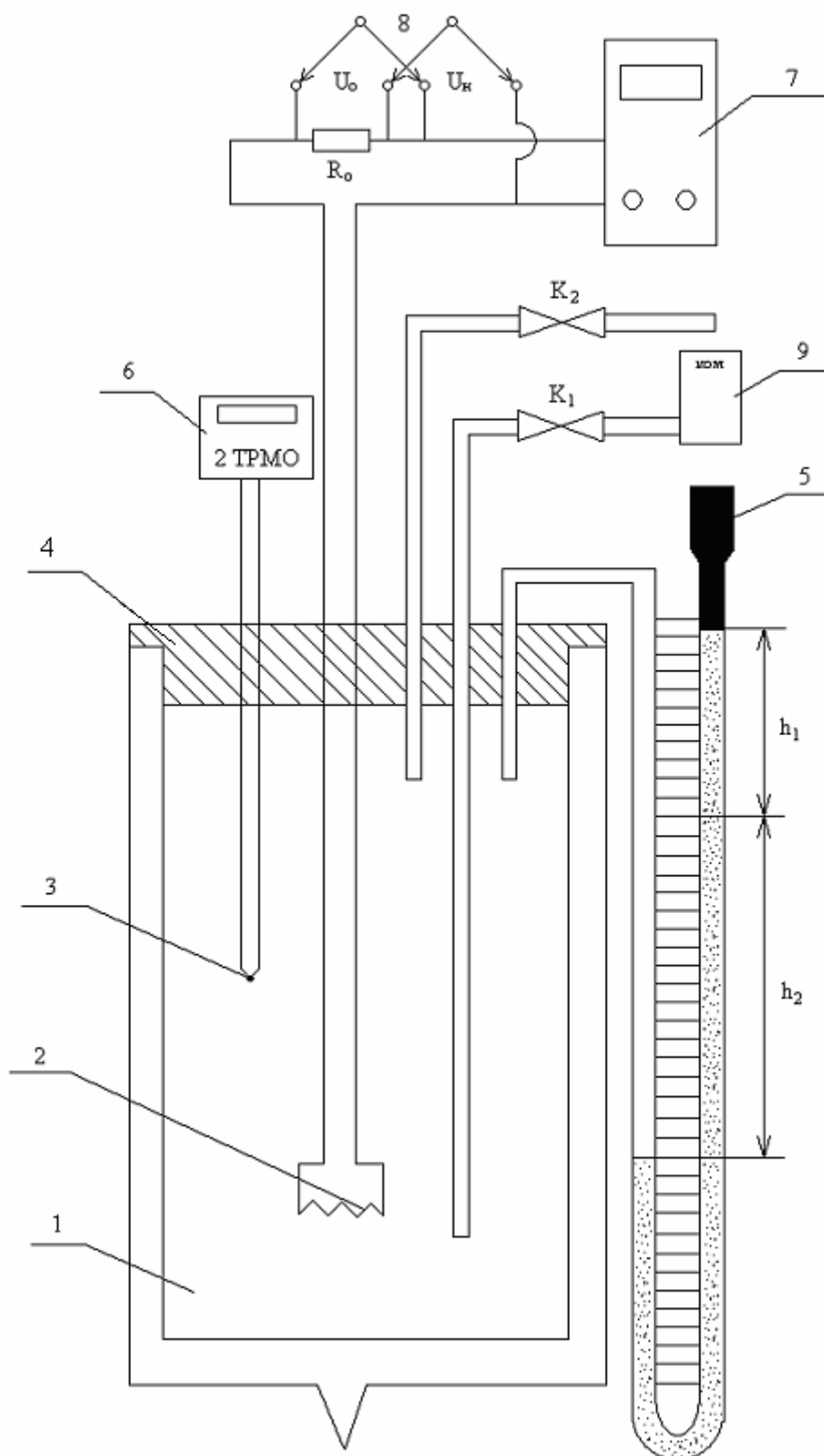


Рис. 2

Повторяют опыт для нескольких значений температуры t_1 , устанавливая новые значения напряжения U_n .

Между опытами открывают краны K_1 и K_2 и охлаждают емкость продувкой воздуха от компрессора 9.

Обработка результатов опыта

Если пренебречь изменением плотности воздуха в закрытом колене дифманометра, то формула (6) для расчета термического коэффициента изменения давления α приводится к виду:

$$\alpha = \frac{h_2 - h_1}{h_2 t_2 - h_1 t_1}.$$

Данные измерений и расчетов заносятся в форму 2.

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Отчетом является заполненная форма. Следует сопоставить полученные значения α со значением принятым по международному соглашению

$$\alpha = \frac{1}{273,16} = 3,661 \cdot 10^{-3}.$$

Форма 2

№ п/п	$U_{\text{из}}$ В	h_1 , мм	t_1 , °С	h_2 , мм	t_2 , °С	A , 1/К
1						
2						
3						
4						
5						

Литература: [1], с. 12...14.

Лабораторная работа 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЯ АДИАБАТЫ ВОЗДУХА

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Экспериментальное определение показателя адиабаты при расширении воздуха.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Адиабатные процессы совершаются без теплообмена между рабочим телом и окружающей средой. При адиабатном сжатии газа увеличение внутренней энергии газа достигается за счет подведенной извне работы. При адиабатном расширении работа расширения совершается за счет уменьшения внутренней энергии газа. Уравнение адиабатного процесса

$$pv^k = \text{const},$$

где k – показатель адиабаты, равный отношению теплоемкостей при постоянном давлении c_p и при постоянном объеме c_v :

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

Для воздуха и для других двухатомных газов $k = 1,4$.

В технической термодинамике рассматривают обратимые адиабатные процессы, т.е. они совершаются без изменения энтропии, в них отсутствуют необратимые потери энергии. Однако, чтобы термодинамический процесс был обратимым, необходимо соблюсти два условия:

1) рабочее тело должно находиться в равновесном состоянии, т.е. во всех точках данного объема параметры состояния в данный момент должны быть одинаковыми;

2) разность температур между рабочим телом и внешней средой в каждый момент должна быть бесконечно малой.

В реальных процессах эти условия не соблюдаются, поэтому сжатие и расширение газа только условно можно считать адиабатными процессами. С некоторым приближением принимаются адиабатными процессы сжатия воздуха в компрессоре, расширения при истечении газа через сопла, расширения продуктов сгорания в цилиндрах ДВС и в лопаточных решетках турбин и т.д.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ОПЫТА

Схема установки представлена на рис. 3.

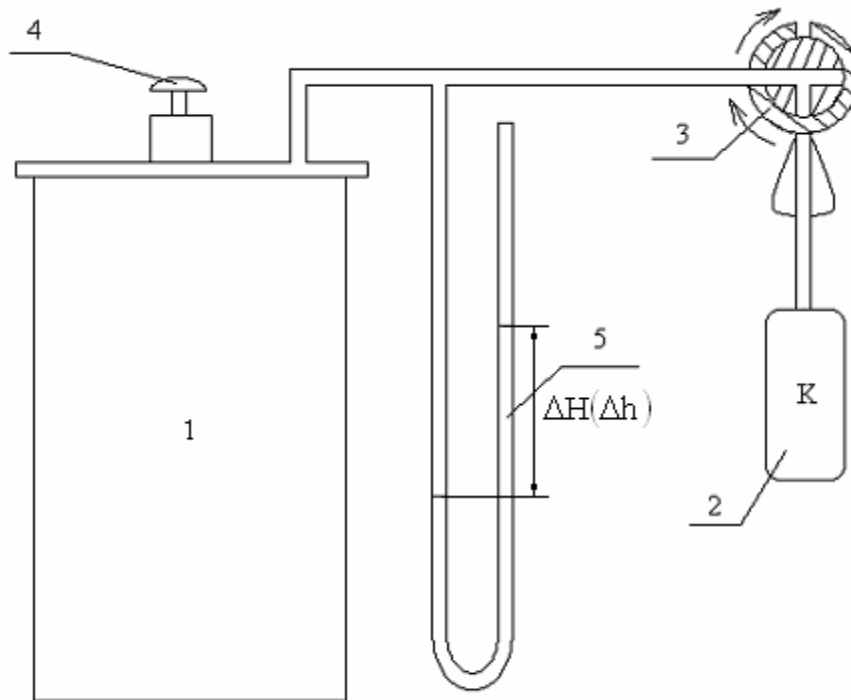


Рис. 3

В баллон 1 перед опытом компрессором 2 через трехходовой кран 3 закачивается воздух. Давление в баллоне измеряется U – образным дифманометром 5. После выдержки на протяжении 2...3 минут для выравнивания температур сжатого воздуха и окружающей среды ручкой крана 3 в положении «Регулировка уровня» настраивается начальное давление опыта $p_1 \approx 2$ кПа (200 мм водного столба). Отсчитываются уровни H_1 и H_2 в коленях дифманометра.

Далее через клапан сброса давления 4 воздух из баллона частично выпускается в атмосферу. Спустя 2...3 минуты, после выравнивания температур, измеряются уровни h_1 и h_2 в коленях дифманометра.

Показатель адиабаты k определяется из соотношения

$$k = \frac{1}{1 - \frac{p_2}{p_1}} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta h}{\Delta H}}. \quad (7)$$

Рассчитывается среднее значение k_{cp} для n опытов: $k_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n k_i}{n}$.

Данные измерений и расчетов заносятся в форму 3.

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Отчетом по работе является заполненная форма. Следует сопоставить полученные значения k с табличными (для воздуха $k_{табл} = 1,4$).

Форма 3

№ п/п	H_1 , мм	H_2 , мм	ΔH , мм	h_1 , мм	h_2 , мм	Δh , мм	k
1							
2							
3							
4							

$k_{ср} = \dots$

Литература: [1], с. 15...17.

Лабораторная работа 4

ИССЛЕДОВАНИЕ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ГАЗА

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Определение дроссель – эффекта при дросселировании воздуха.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Дросселирование – это течение газа через гидравлические сопротивления, в которых частично теряется его кинетическая энергия. При движении газа без теплообмена с окружающей средой через пористый материал (рис. 4), представляющий собой систему мельчайших каналов, его давление p понижается, а энтальпия $h = u + pv$ остается постоянной. Это явление названо «эффектом Джоуля-Томсона», по фамилиям исследовавших его ученых. В идеальном газе температура при течении через пористую перегородку остается постоянной. В реальном газе вследствие межмолекулярного взаимодействия температура меняется.

В «идеальном газе» размеры молекул считаются пренебрежимо – малыми и силы взаимодействия между ними отсутствуют. Параметры состояния идеального газа связаны уравнением Клапейрона-Менделеева:

$$pv = RT, \quad (8)$$

где p – давление;

v – удельный объем;

T – абсолютная температура;

R – газовая постоянная удельная.

Для реального газа связь между параметрами сложнее. Одно из относительно простых уравнений, описывающих эту связь, предложено Ван-дер-Ваальсом:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT, \quad (9)$$

где b – поправка на объем, занимаемый молекулами;

$\frac{a}{v^2}$ - поправка на силы взаимодействия между молекулами.

Если при бесконечно малом изменении давления происходит бесконечно малое изменение температуры, то можно написать

$$\partial T_h = \alpha_h \partial p_h \text{ или } \alpha = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h \quad (10)$$

где индекс h означает изменение параметров в процессе при $h=\text{const}$.

Величина α_h называется дифференциальным дроссель-эффектом Джоуля-Томсона. Так как всегда $dp < 0$, то при положительном значении $\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h$ температура газа понижается ($dT < 0$), при отрицательном значении-температура газа возрастает ($dT > 0$), а при $\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = 0$ температура газа неизменна ($dT = 0$).

Состояние газа, при котором $\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = 0$, называется *точкой инверсии эффекта Джоуля-Томсона*, а температура при этом состоянии – *температурой инверсии $T_{инв}$* .

Значение α_h определяется из уравнения

$$dh = c_p dt - \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right] dp \quad (11)$$

Так как при дросселировании $dh = 0$, то из (11) следует

$$\alpha_h = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = \frac{\left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right]}{c_p} \quad (12)$$

Полагая, что реальный газ является Ван-дер-Ваальсовским газом

$$T = \frac{\left(pv + \frac{a}{v} - \frac{ab}{v^2} - pb \right)}{R} \quad (13)$$

Продифференцируем уравнение (13) при $p=\text{const}$ и подставив это выражение в уравнение (12) после приведения к общему знаменателю получим

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = \frac{RT - pv + \frac{a}{v} - \frac{2ab}{v^2}}{c_p \left(p - \frac{a}{v^2} + \frac{2ab}{v^3} \right)} \quad (14)$$

В уравнении (14) коэффициенты a и b , зависящие от параметров критической точки данного газа, определяются по формулам:

$$a = \frac{27 \cdot R^2 \cdot T_k}{64 \cdot P_k}; \quad b = \frac{R \cdot T_k}{8 \cdot P_k}$$

Таким образом, по уравнениям (13) и (14) можно определить значения α_h при заданном давлении p_1 . Для этого, задаваясь различными значениями удельного объема v , по (13) вычисляют соответствующие им температуры, затем, подставляя v и T в (14) находят значение дифференциального дроссель эффекта $\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h$.

Отклонение процесса дросселирования реальных газов от идеального связаны с размерами молекул (молекулярной массой) и с параметрами состояния. При этом «дроссель-эффект», т.е. изменение температуры, может быть положительным ($T_1 > T_2$), отрицательным ($T_1 < T_2$) и нулевым ($T_1 = T_2$).

При дросселировании газа увеличивается его энтропия. Реальные процессы движения газов и паров в трубопроводах, арматуре, в лопаточных решетках турбомашин всегда сопровождаются дросселированием из-за вязкого трения и поэтому являются необратимыми.

Понижение температуры реального газа при дросселировании используется в технике для получения низких температур и сжижения газов.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ОПЫТА

Схема установки представлена на рис. 4.

Компрессором 1 через фильтр 2 и холодильник 3 воздух подается в дроссель 7. Дроссель представляет собой цилиндрическую гильзу из текстолита, запрессованную в дюралевую оболочку и заполненную уплотненным войлоком. Через специальные уплотнения введены термомпары 6 и 8 для измерения температур воздуха на входе и выходе из дросселя. Давление воздуха измеряется манометром 4, расход воздуха на входе в компрессор регулируется краном 5 и измеряется ротаметром 9.

Внимание! Повторное включение компрессора производится через 30...40 секунд после останова.

В ходе опытов:

1. Перед началом работы повернуть кран регулирования давления против часовой стрелки до упора.
2. Включить установку тумблером «Сеть», включить измеритель температуры. Измерить температуры t_1 и t_2 ; перед опытами они одинаковы.

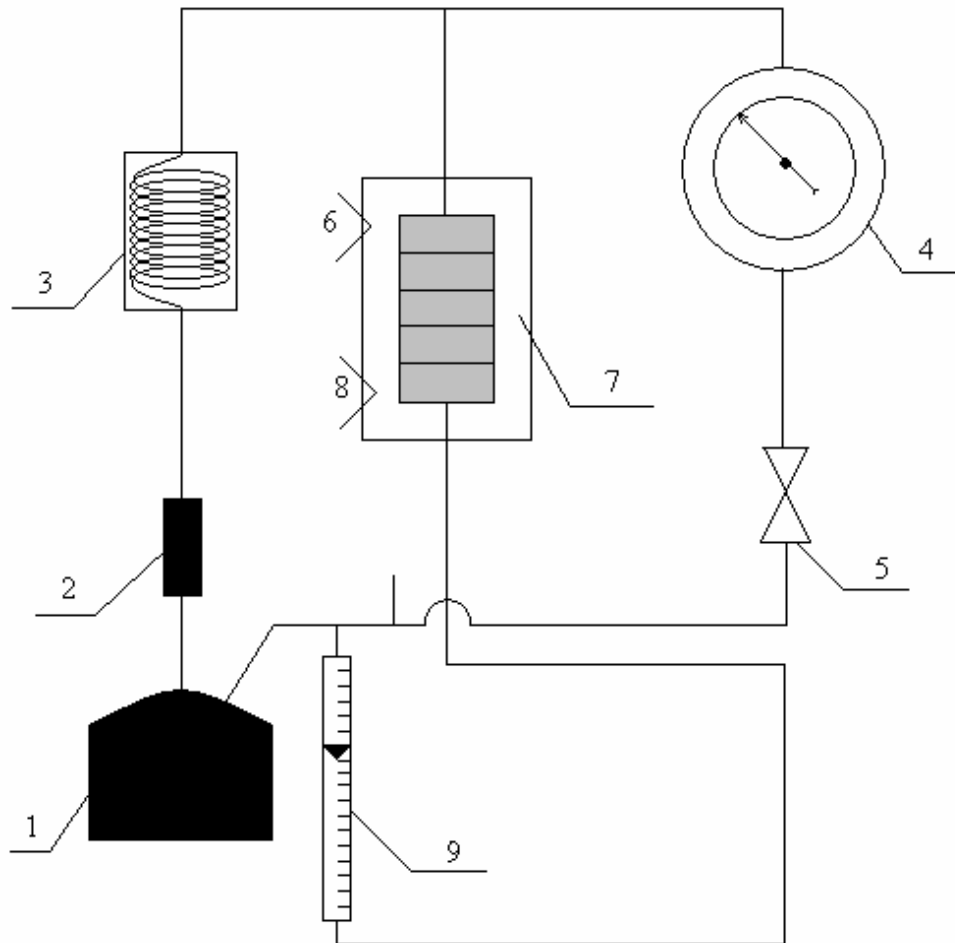


Рис. 4

3. Включить компрессор, установить начальное избыточное давление на входе в дроссель около 0,6 МПа. Отсчитать показание ротаметра и определить расход воздуха через дроссель G , кг/с.

4. Через 3..5 минут после начала опыта измерить температуры t_1 и t_2 .

Повторить измерения при давлениях 0,8, 1,0, 1,2, МПа.

Перекрыть кран регулировки давления, выключить установку.

Обработка результатов опыта

Данные измерений и расчетов заносятся в форму 4.

Изменения температуры Δt рассчитывается как разность $\Delta t = t_1 - t_2$, К.

Абсолютное давление перед дросселем равно $p_{абс} = p_{ман} + p_a$, Па.

Массовый расход воздуха определяется по показаниям ротаметра.

Дроссель-эффект (положительный, отрицательный или нулевой) определяется по изменению температуры Δt .

$$p_a = \dots \text{ Па}; t_a = \dots \text{ } ^\circ\text{C} .$$

№ п/п	$t_1,$ °С	$t_2,$ °С	$\Delta T = T_1 - T_2,$ К	$p_{ман},$ ат	$p_{абс},$ Па	$\Delta p,$ Па	$G,$ кг/с	Дроссель- эффект
1								
2								
3								
4								

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Отчет по работе – заполненная форма. Следует объяснить полученные результаты, сопоставить с литературными данными.

Литература: [1], с. 92...97.

4. БЛОК КОНТРОЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

4.1. Задания на контрольные работы

К выполнению контрольных работ следует приступить, изучив предварительно соответствующий материал курса. При выполнении контрольных работ условия задачи переписываются полностью. Решения задач должны сопровождаться краткими пояснениями и подробными вычислениями. Необходимо привести соответствующую формулу, найти неизвестную величину (в буквенном выражении), затем подставить числовые значения и найти ответ. Для каждой найденной величины нужно указать единицу измерения (в системе СИ). Если при решении задачи какая-либо величина берется из таблицы или диаграммы, надо назвать источник с указанием автора, года издания и страницы. Работу следует писать разборчиво, оставляя поля для замечаний рецензента.

На заглавной странице, кроме фамилии, инициалов и шифра студента, непременно указать факультет и специальность.

Номера задач для специальностей 140101.65, 140104.65 приведены в табл. 1.

Таблица 1

Специальность	Курс	Номера задания	Номера задач	Объем задания
Промышленная теплоэнергетика 140104.65	III	1	2, 3, 4, 5	12 задач
		2	8, 10, 11	
		3	12, 13, 14, 15, 16	
Тепловые электрические станции 140101.65	III	1	1, 2, 4, 6	12 задач
		2	7, 9, 10, 11	
		3	14, 15, 16, 17	

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 1

Задача 1. Из баллона емкостью V выпускается воздух в атмосферу, при этом давление воздуха, измеренное манометром, уменьшается с p_1 до $p_2=0,1$ МПа. Определить массу выпущенного воздуха, если температура его изменилась от t_1 до t_2 °С, а барометрическое давление равно 100 кПа. Данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 2, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 2

Последняя цифра шифра	$V \cdot 10^3, \text{ м}^3$	$p_1, \text{ МПа}$	Предпоследняя цифра шифра	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$
9	30	2	9	27	17
8	40	3	8	29	20
7	50	4	7	33	18
6	60	5	6	37	20
5	70	6	5	42	21
4	60	7	4	47	23
3	50	6	3	37	18
2	40	5	2	35	20
1	30	4	1	32	17
0	20	3	0	25	15

Задача 2. Определить мольную массу, массовый состав, удельный объем и плотность, газовую постоянную, а также парциальные давления компонентов газовой смеси, температура которой t и давление p , если объемный состав смеси γ задан в процентах. Данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 3, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 3

Последняя цифра шифра	Объемный состав смеси, %			Предпоследняя цифра шифра	$p, \text{ МПа}$	$t, ^\circ\text{C}$
	CO_2	O_2	N_2			
9	12	7	81	9	0,15	530
8	12	10	78	8	0,14	520
7	13	8	79	7	0,13	510
6	12	8	80	6	0,12	430
5	10	10	80	5	0,11	440
4	11	8	81	4	0,10	450
3	12	9	79	3	0,15	460
2	15	6	79	2	0,12	470
1	14	6	80	1	0,13	480
0	13	7	80	0	0,16	490

Задача 3. По известному массовому составу продуктов сгорания определить: мольную массу, газовую постоянную, плотность и удельный объем продуктов сгорания при нормальных условиях; средние массовые и объемные теплоемкости при постоянном давлении в пределах температур от 0°C до t_1 и от 0°C до t_2 и количество теплоты, отданное 1 кг газов при изобарном охлаждении от t_1 до t_2 $^{\circ}\text{C}$. Состав газовой смеси и другие данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 4, по двум последним цифрам шифра. Таблицы теплоемкостей газов приведены в приложениях [П.2, П.3].

Таблица 4

Последняя цифра шифра	Массовый состав смеси, %					Предпоследняя цифра шифра	$t_1, ^{\circ}\text{C}$	$t_2, ^{\circ}\text{C}$
	CO_2	H_2O	N_2	O_2	CO			
9	20,0	8,0	72,0	-	-	9	300	180
8	15,5	8,9	71,4	-	4,2	8	350	160
7	9,9	10,0	70,7	-	9,4	7	400	170
6	2,9	11,3	69,9	-	15,9	6	250	150
5	18,0	7,2	72,8	2	-	5	150	180
4	16,0	6,4	73,6	4	-	4	300	140
3	14,0	5,6	74,7	6	-	3	350	120
2	12,0	4,8	77,2	8	-	2	400	165
1	14,5	15,0	66,6	-	3,9	1	450	160
0	18,8	13,6	67,6	-	-	0	250	130

Задача 4. $V_1, \text{ м}^3$, газа при абсолютном давлении p_1 температуре $t_1^{\circ}\text{C}$ расширяется до увеличения объема в ε раз. Определить параметры конечного состояния газа, количество теплоты, работу, а также изменения внутренней энергии, энтальпии и энтропии в процессах: а) изотермическом, б) адиабатном при $k=1,4$; в) политропном при показателе политропы $n=1,47$. Принять $c_v=0,7$ кДж/(кг·К) и $R_2=290$ Дж/(кг·К). Процессы изобразить (совместно) в $p\nu$ - и Ts - диаграммах. Данные для расчета выбрать из табл. 5, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 5

Последняя цифра шифра	$V_1, \text{м}^3$	ε	Предпоследняя цифра шифра	$p_1, \text{МПа}$	$t_1, ^\circ\text{C}$
9	0,6	15	9	5,5	1180
8	0,5	14	8	5,8	1830
7	0,4	13	7	6,0	1850
6	0,3	12	6	6,2	1870
5	0,2	16	5	6,3	1890
4	0,1	14	4	6,4	2030
3	0,09	13	3	6,5	1930
2	0,08	15	2	6,6	1950
1	0,07	13	1	6,7	2130
0	0,06	14	0	7,0	1930

Задача 5. В изобарном процессе расширения к 1 кг водяного пара начального давления p_1 и степени сухости x_1 подводится q_1 , кДж/кг, теплоты. Определить, пользуясь hs - диаграммой, параметры конечного состояния пара, работу расширения, изменения внутренней энергии, энтальпии и энтропии. Изобразить процесс в $p\nu$ - и Ts - диаграммах. Данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 6, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 6

Последняя цифра шифра	$p_1, \text{МПа}$	x_1	Предпоследняя цифра шифра	$q_1, \text{кДж/кг}$
9	3.0	0.85	9	500
8	3.5	0.87	8	480
7	4.0	0.88	7	460
6	4.5	0.90	6	440
5	5.0	0.87	5	420
4	6.0	0.91	4	400
3	7.0	0.92	3	430
2	8.0	0.93	2	450
1	9.0	0.95	1	470
0	10,0	0,98	0	490

Задача 6. $V_1, \text{м}^3$, пара при начальном давлении p_1 и начальной температуре t_1 расширяются адиабатно (изоэнтропийно) до конечного давления p_2 . Определить параметры конечного состояния и работу расширения пара. Данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 7, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 7

Последняя цифра шифра	p_1 , МПа	t , °С	Предпоследняя цифра шифра	V_1 , м ³	p_2 , кПа
9	2,5	350	9	2	5,00
8	2,0	320	8	4	50,0
7	3,6	340	7	6	10,0
6	12,0	550	6	8	20,0
5	5,0	450	5	10	6,00
4	4,0	440	4	12	3,00
3	9,0	500	3	14	6,00
2	15,0	550	2	16	80,0
1	3,0	320	1	18	30,0
0	10,0	600	0	20	60,0

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 2

Задача 7. Воздух с начальными параметрами: абсолютным давлением p_1 и температурой t_1 , проходит через сопло Лавая, где его давление падает до $p_2=120$ кПа. Определить скорость истечения воздуха и необходимое время для истечения m , кг, воздуха, если диаметр наименьшего сечения сопла равен d . Данные для расчета выбрать из табл. 8, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 8

Последняя цифра шифра	p_1 , МПа	t_1 , °С	Предпоследняя цифра шифра	m , кг	d , м
9	2,0	20	9	40	0,0030
8	1,8	25	8	50	0,0032
7	1,6	30	7	60	0,0034
6	1,5	35	6	70	0,0035
5	1,3	27	5	80	0,0036
4	1,4	37	4	90	0,0038
3	1,7	40	3	100	0,0040
2	1,2	17	2	120	0,0042
1	2,0	20	1	130	0,0045
0	1,0	25	0	140	0,0050

Задача 8. Определить скорость истечения и секундный расход пара при начальных параметрах: абсолютном давлении p_1 и температуре t_1 , поступающего в среду с абсолютным противодействием p_2 . Задачу решить для случаев ис-

течения: через сужающееся сопло и сопло Лавала. Минимальный диаметр сужающегося сопла и диаметр сопла Лавала в наименьшем сечении равны d . Данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 9, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 9

Последняя цифра шифра	p_1 , МПа	t_1 , °С	Предпоследняя цифра шифра	p_2 , МПа	d , м
9	1,4	350	9	400	0,0045
8	1,6	360	8	100	0,0055
7	2,0	380	7	300	0,0065
6	2,5	400	6	200	0,0075
5	3,0	420	5	600	0,0030
4	3,5	430	4	500	0,0040
3	4,0	440	3	400	0,0060
2	4,5	450	2	300	0,0050
1	5,0	460	1	200	0,0070
0	6,0	470	0	100	0,0080

Задача 9. Расход газа в поршневом одноступенчатом компрессоре составляет V_1 при давлении $p_1=0,1$ МПа и температуре t_1 . При сжатии температура газа повышается на 200 °С. Сжатие происходит по политропе с показателем n . Определить конечное давление, работу сжатия и работу привода компрессора, а также теоретическую мощность привода компрессора. Исходные данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 10, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 10

Последняя цифра шифра	V_1 , м ³ /с	t_1 , °С	Предпоследняя цифра шифра	Газ	n
9	0,35	0	9	Воздух	1,35
8	0,40	7	8	СО ₂	1,20
7	0,50	10	7	О ₂	1,32
6	0,60	12	6	Ν ₂	1,33
5	0,65	15	5	СО	1,35
4	0,75	17	4	Ν ₂	1,34
3	0,85	20	3	О ₂	1,29
2	0,90	22	2	СО ₂	1,25
1	1,00	25	1	СО	1,28
0	0,50	30	0	Воздух	1,32

Задача 10. Определить термический КПД цикла двигателя внутреннего сгорания с изобарным подводом теплоты, если количество подведенной теплоты составляет q_1 , температура рабочего тела (воздуха) в конце сжатия t_2 , сте-

пень сжатия ε . Сжатие и расширение происходит по адиабатам. Как изменится термический КПД цикла, если при том же общем количестве подведенной теплоты q_1 часть q_1' (%) подвести по изохоре? Цикл изобразить в $p\nu$ - и Ts - диаграммах. Данные для решения задачи выбрать из табл. 11, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 11

Последняя цифра шифра	q_1 , кДж/кг	t_2 , °С	Предпоследняя цифра шифра	ε	q_1' , %
9	1680	600	9	11	29
8	1120	450	8	12	25
7	1200	500	7	13	20
6	1240	910	6	14	30
5	1400	1000	5	15	25
4	1610	850	4	16	20
3	1440	1050	3	14	27
2	1640	900	2	12	24
1	1360	920	1	16	28
0	1160	1000	0	15	30

Задача 11. Для теоретического цикла ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении определить параметры рабочего тела (воздуха) в характерных точках цикла, подведенное и отведенное количество теплоты, работу цикла и термический КПД, если начальное давление $p_1=0,1$ МПа, начальная температура $t_1=27^\circ\text{C}$, степень повышения давления в компрессоре λ , температура газа перед турбиной t_3 . Изобразить цикл в $p\nu$ - и Ts - диаграммах. Данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 12, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 12

Последняя цифра шифра	$\lambda = \frac{p_2}{p_1}$	Предпоследняя цифра шифра	t_3 , °С
9	6,0	9	700
8	6,5	8	725
7	7,0	7	750
6	7,5	6	775
5	8,0	5	700
4	8,5	4	725
3	9,0	3	750
2	9,5	2	775
1	10,0	1	800
0	11,0	0	825

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 3

Задача 12. Определить термический КПД цикла Ренкина, удельные расходы пара и теплоты для двух случаев: а) при обратимом расширении пара в турбине ($ds=0$); б) при необратимом расширении с трением ($ds>0$), если давление перегретого пара при входе в турбину p_1 , температура его t_1 , давление в конденсаторе p_2 и внутренний относительный коэффициент полезного действия η_{oi} . Изобразить цикл в $p\nu$ - и Ts - диаграммах. Данные для расчета выбрать из табл. 13, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 13

Последняя цифра шифра	p_1 , МПа	t_1 , °С	Предпоследняя цифра шифра	p_2 , кПа	η_{oi}
9	3,0	375	9	5	0,75
8	3,5	400	8	4	0,80
7	4,0	425	7	5	0,78
6	4,5	450	6	3	0,82
4	6,0	500	4	5	0,78
3	7,0	525	3	6	0,80
2	8,0	550	2	5	0,82
1	9,0	575	1	3	0,83
0	10,0	600	0	4	0,84

Задача 13. Определить изменение влажности пара в месте выхода его из турбины и термический КПД цикла, если применяется промежуточный перегрев пара. Начальные параметры пара: p_1 и t_1 ; давление в конденсаторе $p_2=4,0$ кПа. Промежуточный перегрев пара производится при давлении p_3 до температуры t_3 . Изобразить циклы в $p\nu$ - и Ts - диаграммах. Данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 14, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 14

Последняя цифра шифра	p_1 , МПа	t_1 , °С	Предпоследняя цифра шифра	p_3 , МПа	t_3 , °С
9	18	500	9	0,65	500
8	19	490	8	0,62	480
7	18	510	7	0,60	460
6	16	500	6	0,58	460
5	15	480	5	0,56	450
4	14	470	4	0,55	440
3	13	460	3	0,52	430

Окончание таблицы 14

2	13	450	2	0,50	410
1	12	440	1	0,48	390
0	12	430	0	0,47	380

Задача 14. Паровая турбина мощностью N_m , кВт, работает при начальных параметрах p_1 и t_1 , p_2 - давление в конденсаторе; относительный внутренний КПД турбины $\eta_{oi}=0,84$. В котельном агрегате, снабжающем турбину паром, сжигается уголь с теплотой сгорания $Q_n^p=24000$ кДж/кг, а КПД котлоагрегата равен 0,9. Определить паропроизводительность котлоагрегата и секундный расход топлива. Установка работает по циклу Ренкина. Данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 15, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 15

Последняя цифра шифра	p_1 , МПа	t_1 , °С	Предпоследняя цифра шифра	p_2 , кПа	N_m , кВт
9	4	420	9	5,0	10000
8	5	450	8	4,5	12000
7	6	460	7	4,0	15000
6	7	480	6	3,5	16000
5	8	490	5	5,0	20000
4	9	500	4	4,0	25000
3	10	520	3	4,5	28000
2	11	530	2	4,0	30000
1	12	540	1	3,5	35000
0	13	550	0	3,0	40000

Задача 15. Паровая установка работает по регенеративному циклу, имея два отбора пара: при $p_1^{об}$ и $p_2^{об}$. Турбина мощностью 25 МВт работает с начальными параметрами пара $p_1=9$ МПа и t_1 , °С, давление в конденсаторе $p_2=4,0$ кПа. Определить термический КПД регенеративного цикла и сравнить его с термическим КПД цикла Ренкина для простой конденсационной установки. Определить также теоретический секундный расход пара на каждом отборе. Данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 16, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 16

Последняя цифра шифра	$t_1, ^\circ\text{C}$	Предпоследняя цифра шифра	$p_1^{отб}, \text{МПа}$	$p_2^{отб}, \text{МПа}$
9	480	9	1,0	0,16
8	500	8	0,8	0,15
7	510	7	0,7	0,14
6	490	6	0,6	0,13
5	520	5	1,0	0,15
4	480	4	0,8	0,16
3	490	3	0,7	0,14
2	500	2	0,6	0,15
1	510	1	1,0	0,13
0	520	0	0,8	0,15

Примечание. Задачи на циклы паротурбинных установок решать с помощью hs - диаграммы водяного пара, прибегая в случае необходимости к таблицам (например, при определении энтальпии жидкости). Решая задачи с помощью hs - диаграммы, обязательно нужно привести схему решения, показав все необходимые линии hs - диаграммы на графике. Цифровые обозначения характерных точек цикла должны соответствовать индексам, принятым в расчетах.

Задача 16. Холодильная установка работает по обратному циклу Карно в интервале температур $t_2 = -5^\circ\text{C}$ и $t_1 = +10^\circ\text{C}$. Теоретическая мощность двигателя равна 10 кВт. Определить, насколько изменится величина холодильного коэффициента и необходимая теоретическая мощность двигателя, если максимальная температура цикла t_1 увеличится до t'_1 минимальная температура t_2 уменьшится до t'_2 . Изобразить оба цикла в Ts - диаграмме. Температуры t'_1 и t'_2 выбрать из табл. 17, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 17

Последняя цифра шифра	$t'_1, ^\circ\text{C}$	Предпоследняя цифра шифра	$t'_2, ^\circ\text{C}$
9	25	9	-12
8	22	8	-11
7	20	7	-10
6	18	6	-9
5	16	5	-8
4	17	4	-7
3	15	3	-12
2	19	2	-10
1	18	1	-11

0	16	0	-9
---	----	---	----

Задача 17. В. компрессор воздушной холодильной установки воздух поступает из холодильной камеры при давлении $p_1=0,1$ МПа и температуре t_1 . После адиабатного сжатия до давления $p_2=0,4$ МПа воздух поступает в теплообменник, где при постоянном давлении его температура снижается до t_3 . Затем воздух поступает в детандер, где адиабатно расширяется до первоначального давления p_1 . После этого воздух снова возвращается в холодильную камеру, где при постоянном давлении отнимает теплоту от охлаждаемых тел и нагревается до температуры t_1 . Определить холодильный коэффициент, температуру воздуха, поступающего в холодильную камеру, количество теплоты, передаваемое охлаждающей воде в теплообменнике (кВт), расход воздуха и теоретическую потребную мощность, если холодопроизводительность установки - Q . Изобразить цикл в Ts - диаграмме. Данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл. 18, по двум последним цифрам шифра.

Таблица 18

Последняя цифра шифра	$t_1, ^\circ\text{C}$	Предпоследняя цифра шифра	$t_3, ^\circ\text{C}$	$Q, \text{ кВт}$
9	- 10	9	17	100
8	- 12	8	16	110
7	- 14	7	20	120
6	-8	6	22	130
5	-6	5	25	140
4	4	4	19	150
3	-2	3	18	160
2	0	2	23	170
1	-5	1	15	180
0	-9	0	26	190

Примечание. В задачах на циклы холодильных установок рабочее тело следует считать идеальным газом с постоянной теплоемкостью. Прежде чем приступить к решению задачи и расчету цикла, следует изобразить схему установки, соответствующей условию задачи.

4.2. Методические указания к выполнению контрольных заданий и практических работ

Эти указания реализованы в виде решения ряда характерных примеров с иллюстрацией хода решения, используемых справочных данных, порядка и способа представления полученных результатов. Рекомендуется ознакомиться с этими примерами до выполнения практических и контрольных работ.

Пример 1. Смесь идеальных газов задана объемными долями: $r_{CO_2}=0,6$; $r_{N_2}=0,3$; $r_{O_2}=0,1$. Общая масса смеси $m_{см}=20$ кг. В начальном состоянии объем смеси $V_1=15$ м³ и температура $t_1=47^\circ\text{C}$. В результате адиабатного сжатия давление смеси увеличивается до $p_2=0,9$ МПа.

Определить давление смеси p_1 в начальном состоянии, температуру t_2 и объем V_2 смеси в конечном состоянии, работу сжатия L_{1-2} и изменение внутренней энергии ΔU . Считать, что теплоемкость газов не зависит от температуры и определяется из приложения [П.1].

Определить парциальные давления газов, входящих в смесь, в конечном состоянии. Изобразить процесс в pV - и Ts - диаграммах.

Решение

Дано: $V_1, m_{см}, p_2, t_1, r_{CO_2}, r_{N_2}, r_{O_2}$.

Необходимо найти: $p_1, t_2, V_2, L_{1-2}, \Delta U=U_2-U_1$.

1. Сначала схематично представим рассматриваемый процесс в pV - и Ts - диаграммах, следуя рис. 4.1.

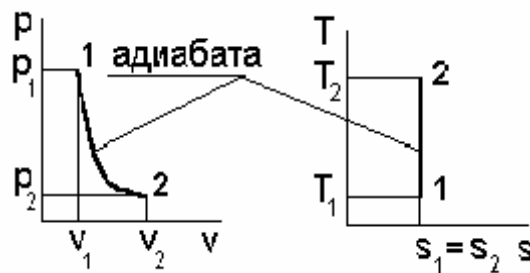


Рис. 4.1

2. Состояние исследуемой газовой смеси описывается уравнением Клапейрона - Менделеева (см. формулу 1), которое в обозначениях, принятых в данной задаче, можно представить в виде

$$p \cdot V = m_{см} \cdot R_{см} \cdot T. \quad (4.1)$$

Газовая смесь из состояния 1 переходит в состояние 2 по адиабате, поэтому

параметры начального и конечного состояний смеси связаны с уравнениями (1.59, 1.60, 1.61). Применительно ко всему объему ($V_i = m_{см} \cdot v_i$) эти уравнения принимают вид

$$p_1 \cdot V_1^k = p_2 \cdot V_2^k; T_1 \cdot V_1^{k-1} = T_2 \cdot V_2^{k-1}; T_1^k \cdot p_1^{k-1} = T_2^k \cdot p_2^{k-1}. \quad (4.2)$$

Из структуры формулы (4.1) следует, что, в начале необходимо определить газовую постоянную смеси $R_{см}$. Для этого используем формулу (1.18):

$$R_{см} = \frac{8314}{\sum (r_i \cdot \mu_i)} = \frac{8314}{(r_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} + r_{N_2} \cdot \mu_{N_2} + r_{O_2} \cdot \mu_{O_2})} = \frac{8314}{(0,6 \cdot 44 + 28 \cdot 0,3 + 0,1 \cdot 32)} = 219.$$

Анализ процесса сжатия смеси осуществляется при помощи уравнений (4.2), но прежде необходимо найти показатель адиабаты $k = \frac{c_{pсм}}{c_{vсм}}$, для нахождения значения которого нужно рассчитать изобарную $c_{pсм}$ и изохорную $c_{vсм}$ теплоемкости смеси, используя формулы (1.22, 1.21):

$$\left. \begin{aligned} c_{pсм} &= \sum \gamma_i \cdot c_{pi} = \gamma_{CO_2} \cdot c_{pCO_2} + \gamma_{N_2} \cdot c_{pN_2} + \gamma_{O_2} \cdot c_{pO_2} \\ c_{vсм} &= \sum \gamma_i \cdot c_{vi} = \gamma_{CO_2} \cdot c_{vCO_2} + \gamma_{N_2} \cdot c_{vN_2} + \gamma_{O_2} \cdot c_{vO_2} \end{aligned} \right\}. \quad (4.3)$$

По условию рассматриваемой задачи смесь задана объемными долями r_i , а в формулах (4.3) состав смеси выражен в массовых долях γ_i . Перевод в массовые доли производим при помощи формулы (1.19):

$$\gamma_i = \frac{(r_i \cdot \mu_i)}{\sum (r_i \cdot \mu_i)}.$$

$$\gamma_{CO_2} = \frac{(r_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2})}{(r_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} + r_{N_2} \cdot \mu_{N_2} + r_{O_2} \cdot \mu_{O_2})} = \frac{(0,6 \cdot 44)}{(0,6 \cdot 44 + 0,3 \cdot 28 + 0,1 \cdot 32)} = 0,695.$$

$$\gamma_{NO_2} = \frac{(r_{N_2} \cdot \mu_{N_2})}{(r_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} + r_{N_2} \cdot \mu_{N_2} + r_{O_2} \cdot \mu_{O_2})} = \frac{(0,3 \cdot 28)}{(0,6 \cdot 44 + 0,3 \cdot 28 + 0,1 \cdot 32)} = 0,221.$$

$$g_{O_2} = \frac{(r_{O_2} \cdot \mu_{O_2})}{(r_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} + r_{N_2} \cdot \mu_{N_2} + r_{O_2} \cdot \mu_{O_2})} \frac{(0,1 \cdot 32)}{(0,6 \cdot 44 + 0,3 \cdot 28 + 0,1 \cdot 32)} = 0,084.$$

Из [П.1] находим значения молярных изобарных и изохорных теплоемкостей компонентов газовой смеси

$$\begin{aligned} \mu c_{pCO_2} &= 37,4; \quad \mu c_{vCO_2} = 29,1 \\ \mu c_{pN_2} &= 29,1; \quad \mu c_{vN_2} = 20,8 \\ \mu c_{pO_2} &= 29,1; \quad \mu c_{vO_2} = 20,8 \end{aligned}$$

Переводим значения молярных теплоемкостей в массовые с помощью формул:

$$c_{pi} = \frac{\mu c_{pi}}{\mu_i}; \quad c_{vi} = \frac{\mu c_{vi}}{\mu_i}$$

$$c_{pCO_2} = \frac{\mu c_{pCO_2}}{\mu_{CO_2}} = \frac{37,4}{0,85};$$

$$c_{mCO_2} = \frac{29,1}{44} = 0,66;$$

$$c_{pN_2} = \frac{29,1}{28} = 1,039;$$

$$c_{vN_2} = \frac{20,8}{28} = 0,743;$$

$$c_{pO_2} = \frac{29,1}{32} = 0,909;$$

$$c_{vO_2} = \frac{20,8}{32} = 0,650.$$

Найденные массовые доли компонентов газовой смеси γ_i и их изобарные, изохорные теплоемкости подставляем в уравнения (4.3):

$$\begin{aligned} c_{pсм} &= 0,695 \cdot 0,85 + 0,221 \cdot 1,039 + 0,084 \cdot 0,909 = 0,8967. \\ c_{vсм} &= 0,695 \cdot 0,66 + 0,221 \cdot 0,743 + 0,084 \cdot 0,650 = 0,6775. \end{aligned}$$

Определяем значение показателя адиабаты:

$$k = \frac{c_{pсм}}{c_{vсм}} = \frac{0,8967}{0,6775} = 1,324.$$

Формулу (4.1) напишем применительно к начальному состоянию смеси

$$p_1 V_1 = m_{см} \cdot R_{см} \cdot T_1,$$

$$\text{где } T_1 = t_1 + 273.$$

Из последнего выражения находим начальное давление:

$$p_1 = \frac{m_{см} \cdot R_{см} \cdot T_1}{V_1} = \frac{20 \cdot 218 \cdot 320}{15} = 0,093.$$

Далее в соответствии с первой из формул (4.2) $p_1 V_1^k = p_2 V_2^k$ определяем конечный объем смеси:

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} = 15 \cdot \left(\frac{0,093}{0,9} \right)^{\frac{1}{1,324}} = 2,7.$$

Пользуясь второй из формул (4.2) $T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1}$, рассчитываем конечную температуру смеси:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = 320 \left(\frac{15}{2,7} \right)^{0,324} = 557.$$

$$t_2 = T_2 - 273 = 557 - 273 = 284.$$

Обращаясь к формуле (1.63), находим удельную работу сжатия газовой смеси:

$$l_{1-2} = \frac{R_{см}(T_1 - T_2)}{k - 1}.$$

Применительно ко всей массе смеси работа сжатия равна

$$L_{1-2} = m_{см} \cdot l_{см} = \frac{m_{см} \cdot R_{см} \cdot (T_1 - T_2)}{k - 1} = \frac{20 \cdot 218(320 - 557)}{1,324 - 1} = -3,19.$$

Отрицательное значение L_{1-2} означает, что эта работа внешних сил над газовой смесью.

Изменение удельной внутренней энергии смеси определяем, используя формулу (1.64)

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

Применительно ко всей массе смеси изменение внутренней энергии равно

$$\begin{aligned} \Delta U = U_2 - U_1 &= m_{см} \cdot (u_2 - u_1) = m_{см} \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) = \\ &= 20 \cdot 0,6775(557 - 320) = 3,19. \end{aligned}$$

Определяем парциальные давления компонентов газовой смеси. Из закона Бойля - Мариотта следует

$$p_i \cdot V_{см} = p_{см} \cdot V_i \Rightarrow p_i = p_{см} \cdot \left(\frac{V_i}{V_{см}} \right) = p_{см} \cdot r_i.$$

Используя последнее выражение, определяем парциальные давления компонентов газовой смеси:

$$\begin{aligned} p_{CO_2} &= r_{CO_2} \cdot p_2 = 0,6 \cdot 0,9 = 0,54, \\ p_{N_2} &= r_{N_2} \cdot p_2 = 0,3 \cdot 0,9 = 0,27, \\ p_{O_2} &= r_{O_2} \cdot p_2 = 0,1 \cdot 0,9 = 0,09. \end{aligned}$$

Пример 2. Рассчитать цикл ДВС с изохорным подводом теплоты (цикл Отто), если начальные параметры рабочего тела $p_1 = 0,1$ МПа, $t_1 = 20$ °С, степень сжатия $\varepsilon = 6,5$, а отведенная теплота $|q_2| = 320$ кДж/кг. Определить параметры состояния рабочего тела в характерных точках цикла, подведенное количество теплоты q_1 , работу цикла l_u и термический КПД η_t , а также термический КПД цикла Карно в том же диапазоне температур. Изобразить цикл в координатах p , v и T , s . Рабочее тело - воздух. Средняя изохорная теплоемкость $c_{vm} = 0,716$ кДж/(кг·К); удельная газовая постоянная $R_g = 287$ Дж/(кг·К); показатель адиабаты $k = 1,4$.

Решение

Дано: $p_1, t_1, \varepsilon = \frac{V_1}{V_2}, |q_2|$.

Необходимо определить $v_1, v_2, v_3, v_4, p_2, p_3, p_4, t_2, t_3, t_4, \eta, l_u$.

1. Представим рассматриваемый цикл в координатах p, v и T, s , следуя рис. 4.2.

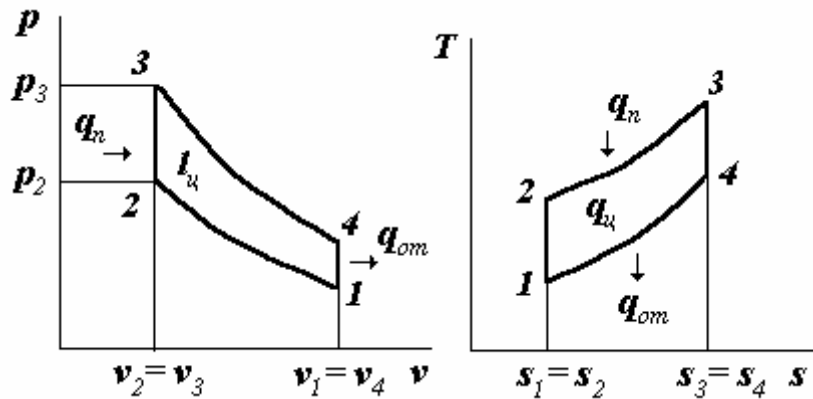


Рис. 4.2

Параметры точки 1: $p_1=0,1 \cdot 10^6$ Па; $T_1=273+t_1=293$ К.

Удельный объем определяем с помощью формулы (1.4).

$$p \cdot v = R_g \cdot T \Rightarrow v_1 = \frac{R_g \cdot T_1}{p_1} = \frac{(287 \cdot 293)}{0,1 \cdot 10^6} = 0,841.$$

Параметры точки 2: находим, исследуя адиабатный процесс 1-2, который описывается формулой (1.59):

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \Rightarrow p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \varepsilon^k = 0,1 \cdot 10^6 \cdot 6,5^{1,4} = 1,374 \cdot 10^6.$$

В соответствии с формулой (1.60)

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \varepsilon^{k-1} = 293 \cdot 6,5^{0,4} = 619,$$

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{0,841}{6,5} = 0,129.$$

Для нахождения параметров точек 3, 4 составляем зависимости, соответствующие процессам: 2-3; 3-4; 4-1. Процесс 2-3 - изохорный, $v_3=v_2=\text{const}$. Из

уравнения состояния $p\nu=R_g \cdot T$ следует $\frac{p}{T} = \frac{R_g}{\nu} = \text{const}$. Следовательно,

$$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_3}{T_3} \Rightarrow p_3 = p_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right). \quad (4.4)$$

Для изохорного подвода теплоты справедлива зависимость

$$q_1 = c_v \cdot (T_3 - T_2). \quad (4.5)$$

Процесс 3-4 - адиабатный:

$$p_3 \nu_3^k = p_4 \nu_4^k. \quad (4.6)$$

Процесс 4-1 - изохорный:

$$\nu_4 = \nu_1, \quad p_4 = p_1 \left(\frac{T_4}{T_1} \right); \quad (4.7)$$

и изохорный отвод теплоты

$$q_2 = c_v \cdot (T_4 - T_1). \quad (4.8)$$

В уравнениях (4.4 – 4.8) неизвестными являются p_3 , T_3 , p_4 , T_4 , q_1 . Решая эту замкнутую систему уравнений, находим искомые величины:

$$T_4 = T_1 + \frac{q_2}{c_v} = 293 + \frac{320}{0,716} = 739,9,$$

$$p_4 = p_1 \frac{T_4}{T_1} = 0,1 \cdot 10^6 \cdot \frac{739,9}{293} = 0,252 \cdot 10^6,$$

$$p_3 = p_4 \cdot \varepsilon^k = 0,252 \cdot 10^6 \cdot 6,5^{1,4} = 3,46 \cdot 10^6,$$

$$T_3 = T_2 \frac{p_3}{p_2} = 619 \frac{3646 \cdot 10^6}{16774 \cdot 10^6} = 1559.$$

Параметры всех характерных точек найдены.

Находим количество подведенной теплоты в соответствии с формулами:

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2) = 0,716 (1559 - 619) = 673 .$$

Определяем термический КПД по формуле (3.16):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{6,5^{0,4}} = 0,527 .$$

Рассчитываем работу цикла $l_u = q_1 - q_2 = (673 - 320) = 353$ кДж/кг.

Находим термический КПД цикла Карно в диапазоне температур

$$T_n^{\max} = T_3 = 1559 \text{ К}, T_{om}^{\min} = T_1 = 293 .$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{293}{1559} = 0,81 .$$

Пример 3. Из сужающегося сопла вытекает кислород, находящийся в резервуаре, давление и температура в котором $p_1 = 6$ МПа, $t_1 = 100^\circ\text{C}$. Давление среды, в которую проходит истечение $p_2 = 3,6$ МПа.

Определить скорость истечения и расход кислорода, если площадь выходного сечения $f = 20$ мм².

Газ подчиняется уравнению Клапейрона - Менделеева $p\nu = RT$, теплоемкость не зависит от температуры. Входная скорость кислорода близка к нулю. Процесс изменения состояния текущего газа изохорный.

Решение. Прежде всего, устанавливаем каков режим истечения, для чего

$$\text{находим значение параметра } \beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{3,6}{6} = 0,6 .$$

Сравниваем полученное значение с критическим отношением давлений в соответствии с формулой (2.56).

$$\beta_{kp} = \frac{p_{kp}}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,528 ,$$

где $k = 1,4$ - коэффициент адиабаты;

$\beta > \beta_{кр}$, т.е. это означает, что давление среды перед соплом больше, чем критическое, следовательно, располагаемый перепад давления будет использован полностью для разгона потока газа.

На выходе из сопла установится давление, равное давлению среды, а скорость истечения окажется меньше критической скорости, т.е. режим истечения будет - дозвуковой.

Определяем скорость истечения в соответствии с формулой (2.52):

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot \frac{8314}{32} \cdot 373 (1 - 0,6^{0,286})} = 303.$$

Подсчитываем удельный объем кислорода на выходе из сопла:

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}} = \frac{RT_1}{p_1} \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}} = \frac{8314 \cdot 373}{6 \cdot 10^6} (1,67)^{\frac{1}{1,4}} = 0,743.$$

В заключение находим массовый расход кислорода при помощи уравнения неразрывности (2.40):

$$G = \frac{f_2 w_2}{v_2} = \frac{20 \cdot 10^6 \cdot 303}{0,743} = 0,008.$$

Пример 4. Необходимо определить конструктивные параметры сопла Лавалля, которое должно работать при следующих условиях.

На входе сопла давление и температура воздуха соответственно $p_1=0,9$ МПа, $T_1=1100$ К, в выходном сечении давление $p_2=0,11$ МПа. Массовый расход газа $G=0,7$ кг/с.

Истечение через сопло адиабатное, при $k=1,4$. Трение газа в канале и входная скорость его не учитываются. Удельная газовая постоянная $R=287$ Дж/(кг·К).

Решение. Находим отношение давлений в выходном сечении сопла:

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{0,11 \cdot 10^6}{0,9 \cdot 10^6} = 0,12.$$

По формуле (2.56) определяем критическое значение β :

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{2}{1,4+1} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 0,528.$$

Для условий данного примера имеет место условие $\beta < \beta_{кр}$, следовательно, в минимальном сечении сопла будет достигнута критическая скорость и сопло Лавала будет работать в сверхзвуковом режиме. Критическую скорость, соответствующую начальной температуре $T_1=1100$ К, определяем по формуле (2.57)

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_1 v_1} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} 287 \cdot 1100} = 607.$$

Площадь минимального сечения сопла находим по формуле:

$$f_{\min} = \frac{G v_{кр}}{w_{кр}},$$

где $v_{кр} = v_1 \beta_{кр}^{-\frac{1}{k}}$; $v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 1100}{9 \cdot 10^5} = 0,351$.

$$v_{кр} = 0,351 \cdot 0,528^{-\frac{1}{1,4}} = 0,554 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad f_{\min} = \frac{0,7 \cdot 0,554}{607} = 638.$$

Диаметр минимального сечения сопла

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4 f_{\min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 638}{3,14}} = 29.$$

Длину сужающейся части сопла l_l обычно принимают равной диаметру минимального сечения:

$$l_l = 29.$$

Скорость газов в выходном сечении сопла находим по формуле (2.52):

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 1100 \left(1 - \left(\frac{0,11}{0,9}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}\right)} = 999.$$

Площадь выходного сечения сопла находим по формуле

$$f_2 = \frac{Gv_2}{w_2} = \frac{0,7 \cdot 1,57}{999} = 1100,$$

где $v_2 = v_1 \cdot \beta^{-\frac{1}{k}} = 0,351 \cdot \left(\frac{0,11}{0,9}\right)^{-\frac{1}{1,4}} = 1,57 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Диаметр выходного сечения будет равен

$$d_2 = \sqrt{\frac{4f_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1100}{3,1415}} = 37,4.$$

Длину расходящейся части сопла l_2 находим по формуле (2.60), приняв угол конусности равным $\alpha = 9^\circ$.

$$l_2 = \frac{d_2 - d_{\min}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{37,4 - 29}{2 \operatorname{tg} 4,5^\circ} = 59,3 \approx 60.$$

Пример 5. Определите состояние пара за турбиной и подсчитайте внутренний КПД паротурбинной установки, если начальные параметры $p_1=13,0$ МПа и $t_1=565$ °С, давление в конденсаторе $p_2=40$ гПа, внутренние относительные КПД турбины и питательного насоса соответственно $\eta_{0i}^T = 0,85$ и $\eta_{0i}^H = 0,87$.

Решение. Цикл, по которому работает установка, изображен на рис. 35.

Сначала определим состояние пара в конце изэнтропного расширения пара в турбине. Начальную энтальпию и энтропию находим по таблицам [7]:

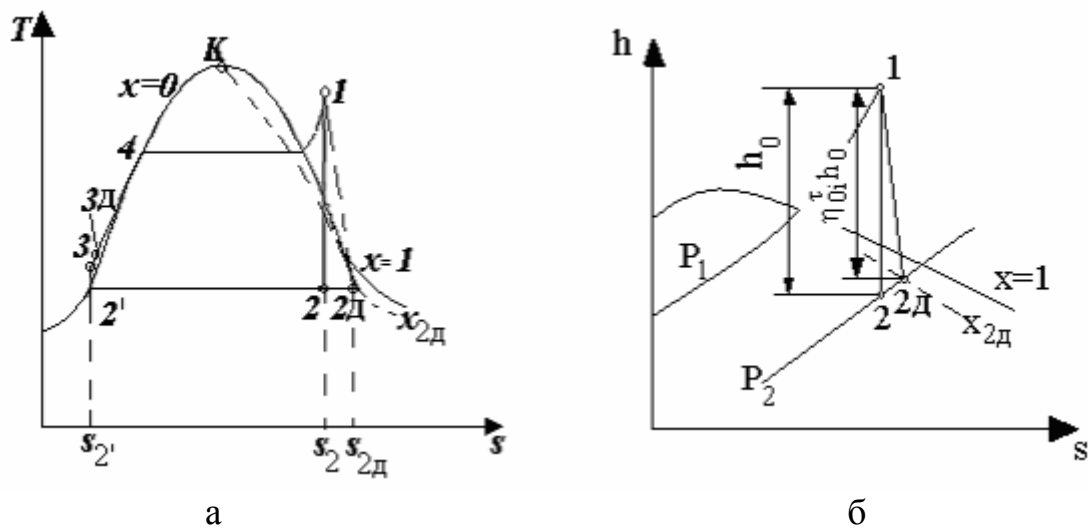


Рис. 4.3

Для $p_1 = 13,0$ МПа и $t_1 = 565$ °С, $h_1 = 3506$ кДж/кг и $s_1 = 6,653$ кДж/(кг·К). Для $p_2 = 40$ гПа: определяем $s' = 0,4225$ кДж/(кг·К), $s'' = 8,473$ кДж/(кг·К), $r = 2433$ кДж/(кг·К), $h_2' = 121$ кДж/(кг·К). Энтальпию пара в точке 2 находим, рассчитывая изоэнтропный процесс 1-2:

$$x_2 = \frac{s_1 - s'}{s'' - s'} = \frac{6,653 - 0,4225}{8,473 - 0,4225} = 0,774;$$

$$h_2 = h_2' + r_2 x_2 = 121 + 2433 \cdot 0,774 = 2004 \text{ кДж/кг.}$$

Таким образом, изоэнтропный теплоперепад

$$h_0 = h_1 - h_2 = 3506 - 2004 = 1502 \text{ кДж/кг.}$$

По определению

$$\eta_{0i}^\tau = \frac{h_1 - h_{2д}}{h_1 - h_2} = \frac{h_1 - h_{2д}}{h_0}$$

Следовательно,

$$h_{2д} = h_1 - \eta_{0i}^\tau h_0 = 3506 - 0,85 \cdot 1502 = 2229 \text{ кДж/кг.}$$

Зная энтальпию, легко найти остальные параметры при $p_2 = 40$ гПа. Для этого сначала необходимо найти степень сухости в конце действительного процесса расширения:

$$x_{2д} = \frac{h_{2д} - h_2'}{r_2} = \frac{2229 - 121}{2433} = 0,866.$$

Внутренний КПД цикла определяется по формуле

$$\eta_i = \frac{h_0 \eta_{0i}^\tau - \frac{(h_3 - h_2')}{\eta_{0i}^{\text{нас}}}}{h_1 - h_{3д}}$$

Находим энтальпию воды после теоретического и действительного (с учетом потерь) сжатия в насосе. Энтальпия $h_{2'} = 121,4$ кДж/кг, энтропия $s_{2'} = 0,4225$ кДж/(кг·К). Энтальпия в точке 3 определяется в результате изэнтропного процесса 2-3 ($s_{2'} = \text{const}$). Интерполируя табличные данные [7], находим при давлении $p_3 = p_1 = 13,0$ МПа и $s_3 = 0,4225$ кДж/(кг·К) энтальпию $h_3 = 134,8$ кДж/кг. Разность $h_3 - h_{2'} = 134,8 - 121,4 = 13,4$ кДж/кг представляет собой теоретическую работу насоса.

Вычислим энтальпию в конце сжатия $h_{3д}$ с учетом потерь

$$h_{3д} = h_{2'} + \frac{h_3 - h_{2'}}{\eta_{0i}^{\text{нас}}} = 121,4 + \frac{134,8 - 121,4}{0,87} = 136,8 \text{ кДж/кг.}$$

Таким образом,

$$\eta_i = \frac{1502 \cdot 0,85 - \frac{(134,8 - 121,4)}{0,87}}{3506 - 137} = 0,374.$$

Определяем термический КПД цикла Ренкина (который не учитывает потери):

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2 - (h_3 - h_{2'})}{h_1 - h_3} = \frac{(3506 - 2004) - (134,8 - 121,4)}{3506 - 135} = 0,442.$$

Если при определении внутреннего КПД установки пренебречь работой насоса, то окажется, что

$$\eta_i \approx \frac{h_0 \eta_{0i}^{\tau}}{h_1 - h_{2'}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2'}} \eta_{0i}^{\tau} = \eta_t' \eta_{0i}^{\tau} = 0,444 \cdot 0,85 = 0,377.$$

Здесь $\eta_t' = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2'}} = \frac{(3506 - 2004)}{(3506 - 121)} = 0,444$ есть несколько завышенный тер-

мический КПД цикла не учитывающий работу насоса.

Разница η_t и η_t' в нашем случае составляет 0,45 %. Приблизительно такой же будет ошибка и в определении расхода топлива. Тем не менее, соотношение

$$\eta_i = \eta_{0i} \eta_t$$

широко применяется в теплотехнических расчетах. Его можно считать вполне удовлетворительным при невысоких параметрах пара перед турбиной, когда работой насоса можно пренебрегать.

Пример 6. Паротурбинная установка, оснащенная теплообменниками смешивающего типа, работает по регенеративному циклу, имея два отбора при давлениях $p_m=1$ МПа; $p_n=0,1$ МПа. Турбина работает с начальными параметрами пара $p_1=5$ МПа, $t_1=400^\circ\text{C}$, а давление в конденсаторе $p_2=5$ кПа.

Определить термический КПД для регенеративного цикла Ренкина η_t^{pez} , удельный расход пара сравнить η_t^{pez} с КПД цикла Ренкина без регенеративного подогрева питательной воды.

Решение

В соответствии с рис. 4.8, а также следуя рис. 4.9, для рассматриваемого цикла по hs - диаграмме находим $h_1=3192$ кДж/кг; $h_m=2800$ кДж/кг; $h_n=2408$ кДж/кг; $h_2=2024$ кДж/кг, по таблице состояния водяного пара [П.4] определяем: $h'_2=138$ кДж/кг; $h'_n=417$ кДж/кг; $h'_m=763$ кДж/кг.

Величины отборов α_1 и α_2 вычисляем, используя формулы (4.31):

$$\alpha_1 = \frac{h'_m - h'_n}{h_m - h'_n} = \frac{763 - 417}{2800 - 417} = 0,145;$$

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1) \cdot (h'_n - h'_2)}{h_n - h'_2} = \frac{(1,0 - 0,145) \cdot (417,4 - 137,8)}{2408 - 138} = \frac{238,5}{2270} = 0,105.$$

Определяем полезную работу, совершаемую 1 кг пара, по формуле (4.32)

$$l_n = (h_1 - h_2) - \alpha_1(h_m - h_2) - \alpha_2(h_n - h_2) = \\ = (3192 - 2024) - 0,145(2800 - 2024) - 0,105(2408 - 2024) = 1015,2.$$

Удельная теплота, которая должна подводиться к 1 кг рабочего тела в паровом котле ПК и в парогенераторе ПП, определяется по формуле (4.34):

$$q_1 = (h_1 - h'_m) = 3192 - 763 = 2429.$$

Термический КПД ПТУ с регенеративным циклом рассчитывается по формуле (4.35):

$$\eta_t^{pez} = \frac{l_n}{q_1} = \frac{1015,2}{2429} = 0,417.$$

Термический КПД основного цикла Ренкина находим в соответствии с формулой (4.37):

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2} = \frac{3192 - 2024}{3192 - 138} = 0,382.$$

Увеличение термического КПД ПТУ составит

$$\Delta\eta_t = \frac{\eta_t^{pez} - \eta_t}{\eta_t} \cdot 100\% = \frac{0,417 - 0,382}{0,38} \cdot 100 = 9,162\%.$$

Определяем удельный расход пара по формуле (4.36):

$$d = \frac{1}{l_n} = \frac{1 \cdot 10^6}{1015,2} = 0,985.$$

Пример 7. Воздушная холодильная машина производит лед при температуре -3°C из воды с температурой 10°C . Всасываемый в компрессор воздух имеет температуру $t_1 = -10^\circ\text{C}$, давление $p_1 = 0,098$ МПа и сжимается до давления $p_2 = 0,4$ МПа. Затем воздух поступает в холодильник и там охлаждается до температуры $t_3 = 20^\circ\text{C}$. Расход воздуха равен $V_o = 1000$ м³/час при нормальных условиях. После охладителя воздух попадает в детандер и расширяется перед поступлением в охлаждаемый объект.

Определить холодильный коэффициент ε , мощность, потребную для привода компрессора, и количество получаемого в час льда.

Решение

Схема воздушной холодильной установки и цикл ее работы представлены на рис. 4.4, а, б, в.

На рис. 4.4, а обозначены: 1 - охлаждаемый объект; 2 - компрессор; 3 - охладитель; 4 - детандер, где воздух адиабатно расширяется перед поступлением в охлаждаемый объект - 1.

На $p\nu$ - и Ts - диаграммах (на рис. 4.4, б и в):

процесс 1-2 - адиабатное сжатие воздуха в компрессоре - 2;

процесс 2-3 - изобарное охлаждение с отводом теплоты q_1 в охладителе - 3;

процесс 3-4 - адиабатное расширение воздуха в детандере - 4;

процесс 4-1 - изобарный отвод теплоты q_2 в охлаждаемом объекте.

а

б

в

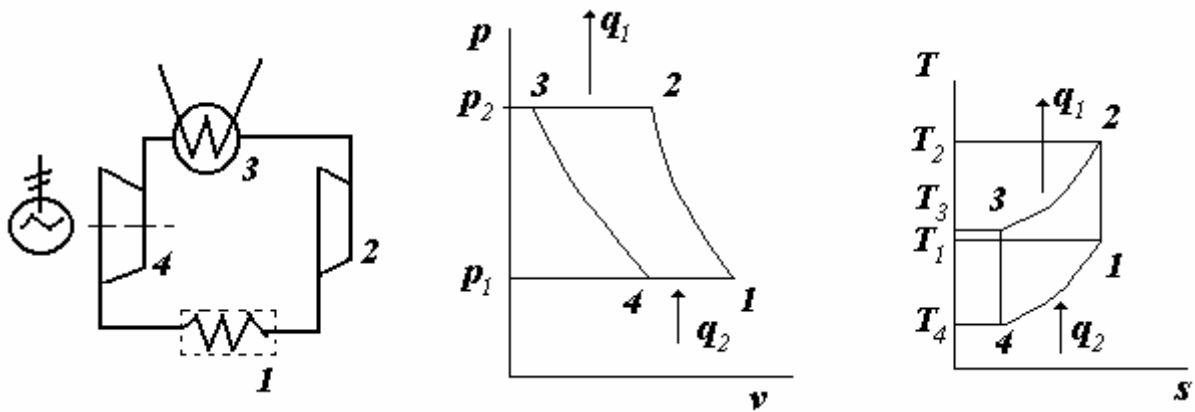


Рис. 4.4

1. Сначала определяем температуру воздуха в характерных точках цикла.

Анализ адиабатного процесса 1-2 позволяет вычислить температуру сжатого в компрессоре 2 воздуха:

$$T_1^k p_1^{1-k} = T_2^k p_2^{1-k} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 263 \left(\frac{0,4}{0,098} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 393,$$

где $T_j = t_j + 273$, $k=1,4$ - коэффициент адиабаты для воздуха.

Определяем температуру воздуха после его расширения в детандере 4, для чего анализируем адиабатный процесс 3-4:

$$T_3^k p_3^{1-k} = T_4^k p_4^{1-k} \Rightarrow T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 293 \left(\frac{0,098}{0,4} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 196,$$

где $T_3 = t_3 + 273$.

2. Определяем холодильный коэффициент холодильной установки.

Для этого используем формулу (5.2):

$$\varepsilon_{хол} = \frac{q_2}{l_u},$$

где q_2 - количество удельной отводимой теплоты от охлаждаемого тела;
 l_u - работа, затраченная на это.

Процесс 4-1 - изобарный, поэтому отводимая теплота определится по формуле

$$q_2 = c_p(T_1 - T_4).$$

Находим теплоту, отнимаемую от воздуха в охладителе 3, в соответствии с изобарным процессом 2-3:

$$q_1 = c_p(T_2 - T_3).$$

Работа цикла определяется как разность соответствующих теплот:

$$l_u = q_1 - q_2 = c_p(T_2 - T_3) - c_p(T_1 - T_4).$$

Тогда холодильный коэффициент равен

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{l_u} = \frac{c_p(T_1 - T_4)}{[(c_p(T_2 - T_3) - c_p(T_1 - T_4))]} = \frac{263 - 196}{[(393 - 293) - (263 - 196)]} = 2,03.$$

3. Определяем количество теплоты, отнимаемое от воды при образовании 1 кг льда, которое состоит из следующих составляющих:

а) теплота, идущая на охлаждение воды от 10°C до 0°C:

$$q'_o = c_p^w(t_2 - t_1) = 4,187(10 - 0) = 41,87;$$

б) теплота плавления льда

$$q''_o = 330,7 [9];$$

в) теплота, которая должна отводиться при понижении температуры льда от 0°C до -3°C

$$q'''_o = c_l(t_1 - t_2) = 2,09[0 - 0(-3)] = 6,27,$$

где c_p^w и c_l - соответственно теплоемкость воды и льда.

Общее количество теплоты, которое отнимается при образовании 1 кг льда

$$q_o = q'_o + q''_o + q'''_o = 41,87 + 330,70 + 6,27 = 378,74 .$$

4. Определяем хладопроизводительность установки Q_o , которая равна количеству теплоты, отводимому в единицу времени от охлаждаемого объекта.

Сначала вычисляем часовой массовый расход воздуха - m_o , через компрессор:

$$m_o = V_o(\text{м}^3/\text{час}) \cdot \rho(\text{кг}/\text{м}^3) = 1000 \cdot 1,298 = 1298,$$

где $\rho = \frac{RT_o}{p_o} = \frac{286 \cdot 273}{101325} = 1,298 \text{ кг}/\text{м}^3$ - плотность воздуха при нормальных условиях.

В соответствии с изобарным процессом 4-1 количество отводимой теплоты определяется по формуле

$$Q_o = m_o q_2 = m_o c_p (T_1 - T_4) = 1298 \cdot 1006 (263 - 196) = 87,96,$$

где c_p - теплоемкость воздуха.

Количество получаемого в холодильнике льда будет равно

$$M = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{87,96 \cdot 10^6}{378,74 \cdot 10^3} = 232,2 .$$

Используя формулу (5.2) применительно ко всему потоку воздуха, прокачиваемого через компрессор, находим работу

$$L = \frac{Q_o}{\varepsilon} = \frac{87,96 \cdot 10^6}{2,03} = 43,3 \cdot 10^6 .$$

Искомая мощность привода компрессора

$$N = \frac{L}{3600} = \frac{43,3 \cdot 10^6}{3600} = 12,04 .$$

Пример 8. Парогазовая установка работает по следующей схеме (рис. 37): воздух из атмосферы (состояние 1) сжимается компрессором (состояние 2) и подается в топочное устройство высоконапорного парогенератора ВПГ, где сгорает топливо. Продукты сгорания сначала отдают часть своей теплоты нагретой до температуры кипения воде и водяному пару, циркулирующему в особом контуре, а затем направляются в газовую турбину ГТ (состояние 3), в которой изоэнтропно расширяясь, совершают полезную работу. Отработавшие газы (состояние 4) идут в газовый подогреватель ГП и нагревают в нем конденсат

водяного пара до температуры кипения (состояние 9), после чего выбрасываются в атмосферу (состояние 1). Кипящая вода из подогревателя ГП направляется в парогенератор ВПГ, где испаряется и перегревается (состояние 5). Перегретый пар, отработав в турбине высокого давления ТВД (состояние 6), снова перегревается за счет теплоты топочных газов ВПГ (состояние 7),

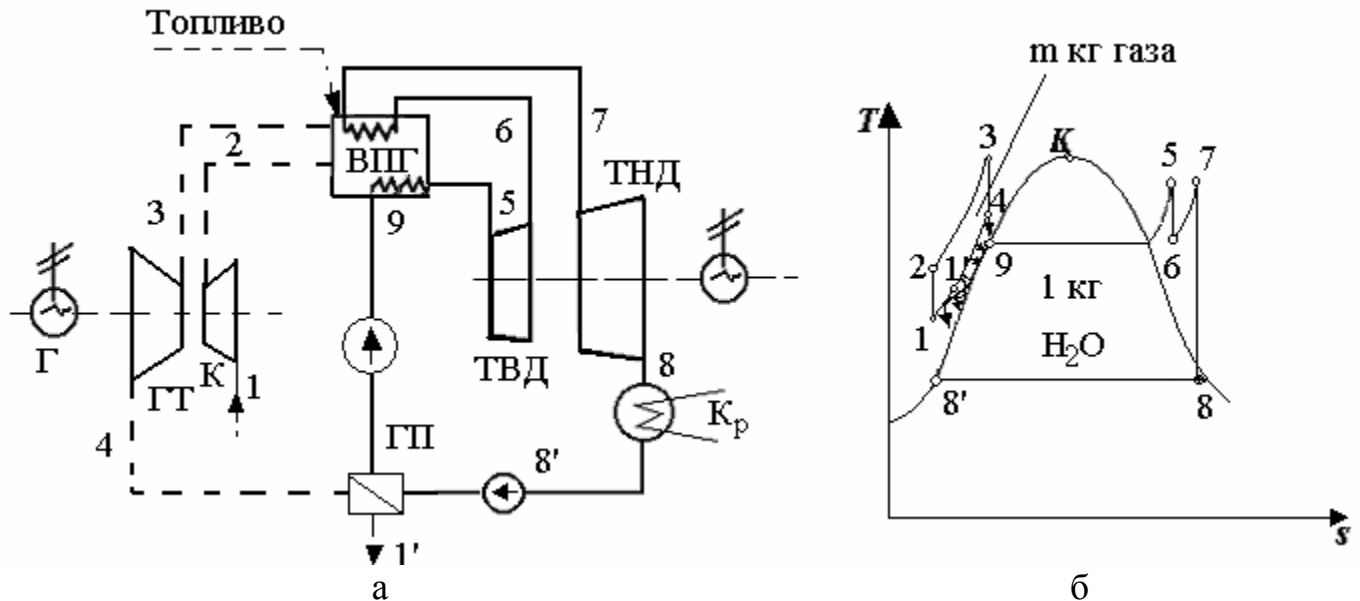


Рис. 4.5

Затем работает в турбине низкого давления ТНД (состояние 8) и конденсируется в конденсаторе К_р. Водяной цикл, таким образом, замыкается.

Рассчитайте термический КПД идеального бинарного парогазового цикла, если известны следующие параметры.

$$\text{Газ: } p_1 = 0,1 \text{ МПа; } t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C; } t_3 = 800 \text{ }^\circ\text{C; } t_1' = 120 \text{ }^\circ\text{C; } \beta = \frac{p_2}{p_1} = 8 .$$

Вода и водяной пар: $p_5 = 1,3 \text{ МПа; } t_5 = 565 \text{ }^\circ\text{C; } p_6 = p_7 = 3,0 \text{ МПа; } t_7 = 565 \text{ }^\circ\text{C; } p_8 = 30 \text{ гПа;}$

Найдите отношения этого КПД и КПД цикла Карно для максимальной и минимальной температур бинарного цикла.

Газ считать обладающими свойствами воздуха, теплоемкость газа c_p считать постоянной. Работой водяных насосов пренебречь.

Решение. Прежде всего определяем «недостающие» температуры в точках 2 и 4 газового цикла:

$$T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}} = 293 \cdot 8^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 531 \text{ К;}$$

$$T_4 = T_3 \frac{T_1}{T_2} = 1073 \frac{293}{531} = 592 \text{ К.}$$

Из баланса теплоты в Гп определяем кратность газа по отношению к воде, т.е. количество газа, приходящегося на 1 кг воды. Тепловой баланс записывается в виде:

$$m(h_4 - h_{1'}) = h_9 - h_{8'},$$

откуда

$$m = \frac{h_9 - h_{8'}}{h_4 - h_{1'}} = \frac{h_9 - h_{8'}}{c_p(T_4 - T_{1'})} = \frac{1532 - 101}{1,005(592 - 393)} = 7,153.$$

Здесь энтальпии h_9 и $h_{8'}$, кДж/кг, определены по таблицам [9] соответственно при $p_5 = 13$ МПа и $p_{8'} = 30$ гПа.

Термический КПД бинарного цикла

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{m((h_3 - h_4) - (h_2 - h_{1'})) + (h_5 - h_6) + (h_7 + h_8)}{m(h_3 - h_2) + (h_5 - h_9) + (h_7 - h_6)} = \\ &= \frac{7,153(1,005(1073 - 592) - 1,005(531 - 293)) + (3506 - 3061) + (3604 - 2200)}{7,153 \cdot 1,005(1073 - 531) + (3506 - 1532) + (3604 - 3061)} = 0,561 \end{aligned}$$

Энтальпии воды из водяного пара h_5 , h_7 , h_9 определены по таблицам при заданных параметрах, а h_6 , h_8 получены в результате расчета изоэнтропных процессов. Теплоемкость газа

$$c_p = \frac{8,314 \cdot 7}{28,96 \cdot 2} = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент полезного действия цикла Карно

$$\eta_{t,K} = 1 - \frac{T_8}{T_3} = 1 - \frac{297}{1093} = 0,723.$$

$$\text{Отношение } \frac{\eta_t}{\eta_{t,K}} = 0,78$$

Пример 9. В котельной установке при температуре окружающей среды $t_0 = 25$ °С вырабатывается пар с температурой $t_2 = 550$ °С. Температура продуктов сгорания в топке $t_1 = 1727$ °С (теплотворная способность топлива $Q_p^H = 42000$ кДж/кг).

Найти эксергию теплоты топочных газов, получаемого пара и эксергетический КПД.

Решение.

Удельная эксергия теплоты топочных газов e_1 будет

$$e_1 = Q_p^H \left(1 - \frac{T_o}{T_1} \right) = 42000 \left(1 - \frac{298}{2000} \right) = 35742 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная эксергия полученного пара e_2 :

$$e_2 = Q_p^H \left(1 - \frac{T_o}{T_2} \right) = 42000 \left(1 - \frac{298}{823} \right) = 26792 \text{ кДж/кг.}$$

Потеря эксергии на 1 кг израсходованного топлива составит

$$\Delta e = e_1 - e_2 = 8950 \text{ кДж/кг.}$$

Потеря эксергии по уравнению Гюи-Стодолы

$$\Delta e = T_o \cdot \Delta s = T_o (s_2 - s_1) = T_o \left(\frac{Q_p^H}{T_2} - \frac{Q_p^H}{T_1} \right) = 8949,7 \text{ кДж/кг.}$$

Эксергетический КПД котельной установки без учета тепловых потерь будет

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{e_1}{e_2} = \frac{26792}{35742} = 0,75.$$

С учетом эффективного КПД котельной установки $\eta_k=0,9$, для эксергии теплоты, полученной паром, будет иметь

$$e'_2 = \eta_k \cdot e_2 = 0,9 \cdot 26792 = 24113 \text{ кДж/кг.}$$

В результате эксергетический КПД с учетом тепловых потерь составит

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{24113}{42000} = 0,574.$$

Пример 10. Определить эксергию теплоты, которая выделяется при сгорании на воздухе 1 кг топлива с теплотой сгорания $Q_H^p = 20000$ кДж/кг. Температура горения 1300 °С. Параметры среды: $p_{oc}=0,1$ МПа и $t_{oc}=20$ °С. Теплоемкость продуктов сгорания принять постоянной.

Решение.

Получившийся источник теплоты является источником теплоты с переменной температурой, так как в процессе отвода теплоты от источника и превращения теплоты в работу он (источник) охлаждается. Его работоспособность будет исчерпана, когда его температура станет равной температуре окружающей среды. Процесс охлаждения источника теплоты показан на рисунке линией 1-0 до температуры T_{oc} . Для бесконечно малого количества теплоты dQ при температуре T дифференциал эксергии определяется через термический КПД цикла Карно, т.е.

$$d(E_q) = dQ \left(1 - \frac{T_{oc}}{T} \right),$$

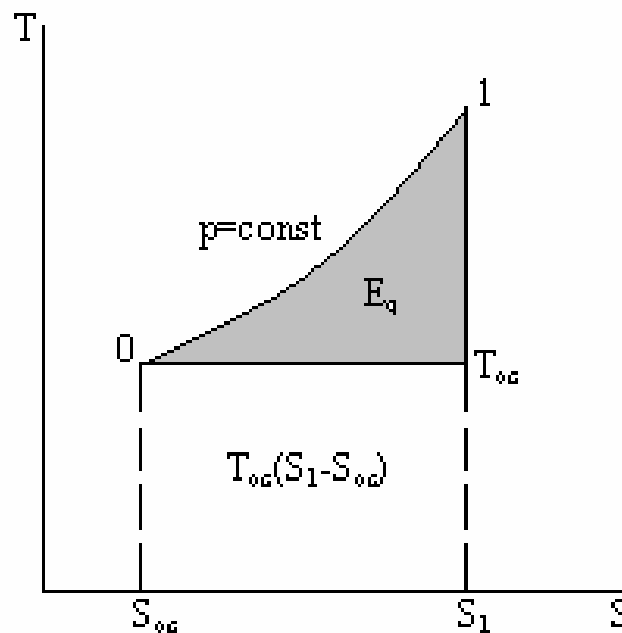


Рис. 4.6

тогда эксергия вычисляется по формуле

$$E_q = \int_0^1 \left(1 - \frac{T_{oc}}{T} \right) dQ = Q - T_{oc} \int_0^1 \frac{dQ}{T};$$

$$E_q = Q - T_{oc} (S_1 - S_{oc}).$$

Эксергия (см. рис. к задаче 10) численно равна затемненной площади согласно приведенной выше формуле.

Величина $T_{oc} (S_1 - S_{oc}) = Q_2$, равна тому количеству теплоты, которое надо передать нижнему источнику (окружающей среде) в процессе превращения теплоты в работу.

Изменение энтропии может быть вычислено следующим образом:

$$S_1 - S_{oc} = C \ln \frac{T_1}{T_{oc}},$$

где C – теплоемкость данного источника теплоты, которую в данном случае можно определить следующим образом:

$$C = \frac{Q}{(T_1 - T_{oc})}.$$

С учетом написанных выше соотношений эксергия теплоты может быть рассчитана по формуле

$$E_q = Q - T_{oc} \frac{Q}{T_1 - T_{oc}} \ln \frac{T_1}{T_{oc}}$$

или

$$E_q = Q \left[1 - \frac{T_{oc}}{T_1 - T_{oc}} \ln \frac{T_1}{T_{oc}} \right].$$

Вычислим значение эксергии по этой формуле:

$$E_q = 20000 \left(1 - \frac{293,15}{1280} \ln \frac{1573,15}{293,15} \right) = 12300 \text{ кДж/кг.}$$

Таким образом, эксергия теплоты в данных условиях составляет $\frac{12300}{20000} \cdot 100\% = 61,5\%$ теплоты сгорания топлива.

Пример 11. Психометр показывает $t_m=30$ °С, $t_c=35$ °С.

Определить параметры воздуха.

Решение.

На линии $\varphi=100\%$ соответственно на изотерме $t_m=30$ °С находим точку 1 (см. рис. 38) и через нее проводим линию $h=\text{const}$. В пересечении с изотермой $t_c=35$ °С находим точку 2, которая принадлежит воздуху в помещении, где находится психометр. По положению этой точки находим для исследуемого воздуха:

$\varphi=70$ %; $d=25$ г/кг; $p_n=28$ мм рт. ст.; $h=100$ кДж/кг.

Чтобы найти температуру точки росы, проводим из точки 2 вертикальную прямую $d=f(p_n)=\text{const}$ и в пересечении с линией $\varphi=100\%$ находим $t_p=29^\circ\text{C}$.

Пример 12. Воздух с параметрами $t=20^\circ\text{C}$, $p=1\text{ кгс/см}^2$ и $d=6\text{ г/кг с.в.}$, сжимается в компрессоре до давления 4 кгс/см^2 и охлаждается затем в трубах.

Определить при какой температуре начинается выпадение воды.

Решение.

На hd – диаграмме (рис. 39) начальное состояние обозначено точкой 1. Процесс сжатия воздуха изображается линией I-II при $d=\text{const}$. Температура при сжатии повышается; конечная точка при сжатии выходит, вероятно, за пределы диаграммы. Последующий процесс охлаждения изображается также прямой $d=6\text{ г/кг с.в.} = \text{const}$, направленный сверху вниз. Выпадение влаги начинается тогда, когда в процессе охлаждения наступает состояние насыщения воздуха при $d=6\text{ г/кг с.в.}$ и при $p=4\text{ кгс/см}^2$, т.е. на линии $\varphi=100\%$, для 4 кгс/см^2 – точка III.

Таким образом, находим, что выпадение влаги начинается при $t=27,5^\circ\text{C}$. Из диаграммы также следует, что если бы в данном случае воздух сжимался до 10 кгс/см^2 , то выпадение влаги началось бы уже при 45°C .

4.3. Тренировочные тесты

Студентам предлагается пройти два этапа тестирования: текущее и промежуточное. Тесты текущего контроля служат для проверки усвоения базовых понятий разделов, тесты промежуточного контроля предназначены для проверки усвоения всего теоретического материала дисциплины. Тренировочные тесты промежуточного контроля аналогичны контрольным тестам, по которым оцениваются знания студента.

ТРЕНИРОВОЧНЫЕ ТЕСТЫ ТЕКУЩЕГО КОНТРОЛЯ

Тренировочные тесты к разделу 1

1. Как перевести единицы давления – атмосферы в паскали? 1 ат равна:
 - 1) 1 Па.
 - 2) 1 МПа.
 - 3) Примерно 0,1 МПа.
 - 4) 760 мм рт.ст.
2. Какое из приведенных ниже соотношений отвечает закону Бойля – Мариотта?
 - 1) $p_1/p_2 = T_1/T_2$.
 - 2) $p_1/p_2 = v_1/v_2$.
 - 3) $p_1/p_2 = v_2/v_1$.
 - 4) $v_1/v_2 = T_1/T_2$.

3. Как связана газовая постоянная R с теплоемкостями c_p и c_v ?

Газовая постоянная равна

- 1) c_p
- 2) $c_p + c_v$
- 3) c_p/c_v
- 4) $c_p - c_v$

Тренировочные тесты к разделу 2

1. Как определяют параметры водяного пара?

- 1) По уравнению состояния Клапейрона-Менделеева.
- 2) По критическим параметрам.
- 3) По степени сухости.
- 4) По таблицам и диаграммам водяного пара.

2. Что такое дросселирование газа (пара)?

- 1) Понижение давления в гидравлических сопротивлениях.
- 2) Понижение температуры газа.
- 3) Перемешивание газа.
- 4) Истечение газа через сопла.

3. Что такое относительная влажность воздуха φ ?

- 1) Отношение массы водяного пара к массе сухого воздуха в данном объеме.
- 2) Отношение массы водяного пара к массе влажного воздуха в данном объеме.
- 3) Отношение массы водяного пара в данном объеме влажного воздуха к его массе при насыщении.
- 4) Отношение массы насыщенного воздуха к массе насыщенного воздуха в данном объеме.

Тренировочный тест к разделу 3

1. Воздух сжимается в реальном компрессоре. Каков процесс сжатия?

- 1) Изотермический.
- 2) Адиабатный.
- 3) Политропный, $n < 1,4$.
- 4) Политропный, $n > 1,4$.

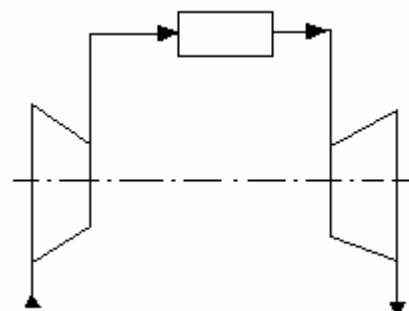
2. Что такое термический КПД теплового двигателя?

- 1) Отношение низшей температуры цикла к наивысшей.

- 2) Отношение работы цикла к подведенной теплоте.
 - 3) Отношение отведенной теплоты к подведенной.
 - 4) Отношение снимаемой с двигателя мощности к теоретической.
3. На рисунке показана тепловая схема.

Какой теплоэнергетической установке она соответствует?

- 1) ДВС.
- 2) ГТУ без промперегрева.
- 3) ГТУ с промперегревом.
- 4) ПТУ



Тренировочные тесты к разделу 4

1. Для чего применяется Ts диаграмма при исследовании термодинамических циклов?

- 1) Наглядно представляет процессы подвода и отвода теплоты, превращение теплоты в работу.
- 2) Характеризует экологическую чистоту тепловой машины.
- 3) Показывает максимальное давление рабочего тела.
- 4) Позволяет определить мощность тепловой машины.

2. Что дает промежуточный перегрев пара в ПТУ?

- 1) Уменьшение влажности пара в хвостовых ступенях турбины.
- 2) Уменьшение габаритных размеров конденсатора.
- 3) Улучшение условий работы парогенератора.
- 4) Уменьшение вредных выбросов в атмосферу.

3. Что дает применение парогазовой установки по сравнению с отдельным использованием ПТУ и ГТУ?

- 1) Возможность использовать более дешевое топливо.
- 2) Повышение общего КПД установки.
- 3) Уменьшение вредных выбросов в атмосферу.
- 4) Снижение затрат на оборудование.

Тренировочные тесты к разделу 5

1. Что такое холодильный коэффициент ε холодильной установки?

1) Отношение теплоты q_2 , отводимой от охлаждаемого тела, к теплоте q_1 , сбрасываемой в окружающую среду.

- 2) Отношение $\frac{q_1}{q_2}$.

3) Отношение q_1 к работе l , затрачиваемой компрессором на сжатие хладагента.

4) Отношение $\frac{q_2}{l}$.

2. Какие процессы образуют теоретический цикл воздушной холодильной машины?

1) Изотермические – подвода и отвода теплоты и адиабатные – сжатия и расширения хладагента.

2) Изотермические – подвода и отвода теплоты и политропные – сжатия и расширения.

3) Изобарные – подвода и отвода теплоты и адиабатные – сжатия и расширения.

4) Изобарные – подвода и отвода теплоты и политропные – сжатия и расширения.

3. В чем преимущество теплового насоса по сравнению с электронагревателем?

1) Уменьшение затрат на изготовление.

2) Простота и безопасность обслуживания.

3) Экологическая чистота.

4) Уменьшение расхода энергии.

Правильные ответы на тренировочные тесты текущего контроля

Разделы	Вопросы		
	1	2	3
1	3	3	4
2	4	1	3
3	4	2	2
4	1	1	2
5	4	3	4

ТРЕНИРОВОЧНЫЕ ТЕСТЫ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ

Тест к разделу 1

Вопрос 1. По изменению какой из приведенных ниже величин можно судить о том, подводится теплота к рабочему телу или отводится от него?

1. Энтальпия.

2. Температура.

3. Энтропия.

4. Удельный объем.

Вопрос 2. Какая термодинамическая система называется изолированной?

1. Система не обменивается с окружающей средой механической работой.

2. Система не обменивается с окружающей средой любыми видами энергии.

3. Система не обменивается с окружающей средой теплотой и механической работой.

4. Система не обменивается с окружающей средой химической энергией и теплотой.

Вопрос 3. По изменению какой из приведенных ниже величин можно определить знак работы?

1. Внутренняя энергия.

2. Энтропия.

3. Температура.

4. Удельный объем.

Вопрос 4. Какое из приведенных ниже соотношений определяет содержание второго начала термодинамики?

1. $ds = dq/T$.

2. $ds < dq/T$.

3. $ds \geq dq/T$.

4. $ds \leq dq/T$.

Вопрос 5. Какими из приведенных ниже соотношений определяется абсолютное давление? (B_0 –барометрическое давление; $p_{изб}$ –избыточное давление; H_0 –разрежение).

1. $B_0 + p_{изб}$.

2. $H_0 + p_{изб}$.

3. $B_0 - p_{изб}$.

4. $p_{изб} - B_0$.

Вопрос 6. В каком из процессов теплота равна изменению энтальпии?

1. Изохорный.

2. Адиабатный.

3. Изотермический.

4. Изобарный.

Вопрос 7. Каким выражением определяется приращение внутренней энергии идеального газа du ?

1. p^*dv .

2. c_p^*dt .

3. c_v^*dt .

4. T^*ds .

Вопрос 8. Каким выражением определяется элементарная работа расширения газа dl ?

1. c_p^*dt .

2. $c_v^* dt$.
3. $T^* ds$.
4. $p^* dv$.

Вопрос 9. В каких пределах меняется теплоемкость политропного процесса?

1. $0 \leq c \leq c_p - c_v$.
2. $c_v < c < c_p$.
3. $-\infty < c < +\infty$.
4. $R_2 < c < \infty$.

Вопрос 10. Как изменяется теплоемкость газа при повышении температуры?

1. Уменьшается.
2. Увеличивается.
3. Остается неизменной.
4. Колеблется около некоторого среднего значения.

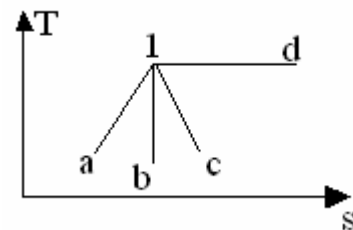
Тест к разделу 2

Вопрос 1. Где расположена критическая точка в фазовой hs – диаграмме?

1. На пограничной кривой в точке максимума энтальпии.
2. На левой ветви пограничной кривой.
3. На правой ветви пограничной кривой.
4. На пограничной кривой в точке минимума энтальпии.

Вопрос 2. На Ts – диаграмме показаны характерные процессы расширения газа. Какому процессу соответствует линия $1-b$?

1. Изотермическому.
2. Политропному при $n < k$.
3. Адиабатному.
4. Политропному при $n > k$.



Вопрос 3. Что такое степень сухости (x) водяного пара?

1. Отношение массы паровой фракции к массе жидкой фракции.
2. Отношение массы паровой фракции к общей массе влажного пара.
3. Отношение температуры пара к температуре насыщения.
4. Масса паровой фракции в единице объема.

Вопрос 4. Чему равна энтальпия h_x влажного насыщенного пара со степенью сухости x ?

1. rx .

2. h' .
3. $h' + rx$.
4. $h - rx$.

Вопрос 5. Сколько теплоты подводится к 1 кг пара в пароперегревателе котла при изобарном нагреве от t_1 до t_2 ?

1. $h_2 - h_1$.
2. $t * \Delta s$.
3. $c'_p * \Delta t$.
4. $rt_2 - t_1$.

Вопрос 6. Что такое влагосодержание воздуха d ?

1. Отношение массы водяного пара к массе сухого воздуха в смеси.
2. Масса водяного пара в 1 м³ влажного воздуха.
3. Отношение массы водяного пара к массе влажного воздуха в данном объеме.
4. Масса водяного пара в данном объеме влажного воздуха.

Вопрос 7. Что такое температура точки росы t_p ?

1. Температура насыщения при данном давлении.
2. Температура, при которой достигается относительная влажность $\varphi = 1$ при охлаждении воздуха.
3. Температура смоченного термометра.
4. Температура испаряющейся жидкости.

Вопрос 8. Какое применение имеют сопла Лавалья?

1. Измерение скорости течения.
2. Получение струи газа со сверхзвуковой скоростью.
3. Измерение расхода газа.
4. Распыливание топлива в форсунках.

Вопрос 9. Чему равна теоретическая скорость газа при адиабатном истечении через сопло?

1. $[2(p_1 - p_2)]^{0,5}$.
2. $(2p_1/p_2)^{0,5}$.
3. $(2p_2/p_1)^{0,5}$.
4. $[2(h_1 - h_2)]^{0,5}$.

Вопрос 10. Как меняется температура идеального газа при дросселировании?

1. Уменьшается.
2. Увеличивается.
3. Колеблется около некоторого среднего значения.
4. Остается неизменной.

Тест к разделу 3

Вопрос 1. При каком процессе сжатия работа, затрачиваемая на привод компрессора, будет иметь наименьшее значение?

1. При адиабатном сжатии.
2. При сжатии по политропе, $k > n > 1$.
3. При сжатии по политропе, $n > k$.
4. При изотермическом сжатии.

Вопрос 2. Как изменяется работа, затрачиваемая на привод многоступенчатого поршневого компрессора, с увеличением (при прочих равных условиях) числа ступеней сжатия?

1. Увеличивается.
2. Уменьшается.
3. Однозначный ответ невозможен.
4. Не изменяется.

Вопрос 3. Для чего при высоких степенях сжатия газа применяются многоступенчатые компрессоры с охлаждением между ступенями?

1. Чтобы уменьшить нагрузку на подшипники.
2. Чтобы уменьшить объемные потери.
3. Чтобы избежать недопустимо высоких температур газа.
4. Чтобы повысить КПД компрессора.

Вопрос 4. Из каких процессов состоит цикл Карно?

1. Адиабатные – сжатия и расширения, изобарные – подвод и отвод теплоты.
2. Адиабатные – сжатия и расширения, изотермические – подвод и отвод теплоты.
3. Адиабатные – сжатия и расширения, изохорные – подвод и отвод теплоты.
4. Политропные – сжатия и расширения, изотермические – подвод и отвод теплоты.

Вопрос 5. Почему цикл Карно называют циклом идеальной тепловой машины?

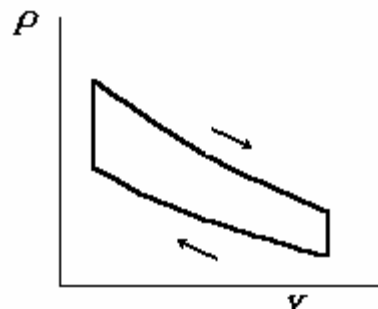
1. Машина, работающая по циклу Карно, не загрязняет окружающую среду.
2. Цикл Карно обеспечивает наивысший термический КПД при заданных температурах подвода и отвода теплоты.

3. При повышении цикла Карно параметры рабочего тела возвращаются к исходным значениям.

4. Машина, работающая по циклу Карно, имеет наименьшие массу и габариты.

Вопрос 6. На рисунке показана $p\nu$ -диаграмма цикла. Какому тепловому двигателю она соответствует?

1. Карбюраторному ДВС.
2. Двигателю Тринклера.
3. ГТУ.
4. ПТУ.



Вопрос 7. Чем ограничивается степень сжатия ε в карбюраторных ДВС?

1. Нагрузкой на кривошипно-шатунный механизм.
2. Мощностью стартера.
3. Самовоспламенением горючей смеси.
4. Отказами системы зажигания.

Вопрос 8. Чем ограничивается степень повышения давления λ в газотурбинных установках (ГТУ)?

1. Пределом текучести лопаток турбины при высоких температурах.
2. Нагрузкой на подшипники.
3. Потерями энергии в компрессоре.
4. Увеличением шума.

Вопрос 9. Для чего применяется регенерация теплоты в ГТУ?

1. Для улучшения массогабаритных показателей.
2. Для повышения термического КПД.
3. Для уменьшения вредных выбросов в атмосферу.
4. Для снижения степени сжатия в компрессоре.

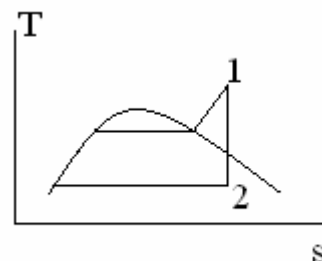
Вопрос 10. В чем преимущество дизельного двигателя перед ГТУ?

1. У дизеля выше КПД.
2. Дешевле изготовление.
3. Дешевле топливо.
4. Проще в обслуживании.

Тест к разделу 4

Вопрос 1. На рисунке показана Ts – диаграмма ПТУ. Какому циклу она соответствует?

1. Циклу Ренкина без промперегрева.
2. Циклу Ренкина с одним промперегревом.



3. Циклу Ренкина с двумя промперегревами.
4. Циклу Карно.

Вопрос 2. Как изменяются термический КПД цикла Ренкина и влажность пара на выходе из турбины с ростом давления пара перед турбиной (при прочих равных условиях)?

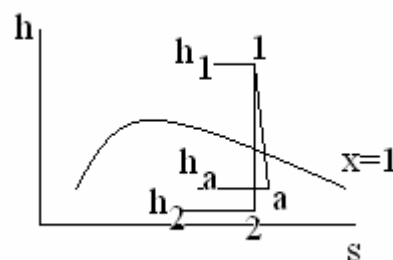
1. КПД цикла увеличивается, влажность пара уменьшается.
2. КПД цикла и влажность пара увеличиваются.
3. КПД цикла и влажность пара уменьшаются.
4. КПД цикла уменьшается, влажность пара увеличивается.

Вопрос 3. Как изменяется термический КПД цикла Ренкина при повышении давления в конденсаторе?

1. Не изменяется.
2. Колеблется около некоторого среднего значения.
3. Увеличивается.
4. Уменьшается.

Вопрос 4. На hs – диаграмме показан процесс расширения пара в турбине. Чему равен располагаемый теплоперепад h_0 ?

1. $h_1 - h_2$.
2. $h_1 - h_a$.
3. h_1 .
4. $(h_1 - h_2)/2$.



Вопрос 5. Чему равна энтальпия сухого насыщенного пара h'' , если энтальпия воды h' , теплоты парообразования – r .

1. r .
2. rx .
3. h' .
4. $h'+r$.

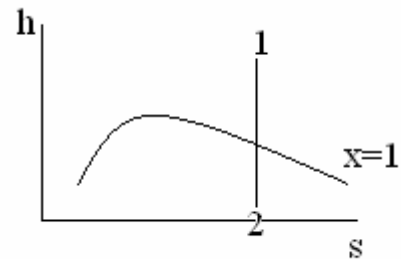
Вопрос 6. Какую выгоду дает применение ПТУ с комбинированной выработкой электрической и тепловой энергии на ТЭЦ?

1. Возможность использовать более дешевое топливо.
2. Повышение степени использования теплоты.
3. Уменьшение затрат на оборудование.
4. Упрощение обслуживания.

Вопрос 7. Что дает регенеративный подогрев питательной воды в ПТУ?

1. Уменьшение затрат на оборудование.
2. Уменьшение эрозионного износа лопаток турбины.
3. Уменьшение расхода пара на выработку 1 кВт.ч. мощности.
4. Повышение термического КПД цикла.

Вопрос 8. На рисунке показана теоретическая hs – диаграмма процесса расширения пара в ПТУ. Какому циклу она соответствует?

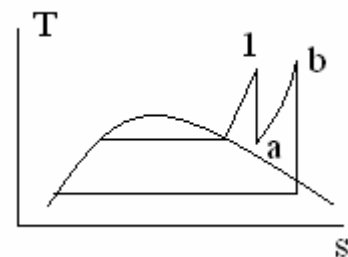


1. Циклу Ренкина без промперегрева.
2. Циклу Ренкина с одним промперегревом.
3. Циклу Ренкина с двумя промперегревами.
4. Циклу Ренкина с учетом внутренних потерь в турбине.

Вопрос 9. Почему термический КПД атомных ПТУ ниже, чем в установочных на органическом топливе?

1. В атомных установках острый пар – насыщенный с более низкими параметрами.
2. Турбины имеют меньше ступеней.
3. Больше затрачивается энергии на собственные нужды.
4. Выше давление в конденсаторе.

Вопрос 10. На рисунке показана теоретическая Ts – диаграмма ПТУ. Какому циклу она соответствует?



1. Циклу Ренкина.
2. Циклу с одним промперегревом.
3. Циклу с двумя промперегревами.
4. Парогазовому циклу.

Тест к разделу 5

Вопрос 1. Выберите определение понятия «прямой цикл».

1. Цикл, в котором линия расширения расположена выше линии сжатия.
2. Цикл, в котором линия расширения расположена ниже линии сжатия.
3. Цикл, в котором линии расширения и сжатия совпадают.
4. Цикл, в котором линия подвода теплоты расположена ниже линии отвода теплоты.

Вопрос 2. Как зависит холодильный коэффициент идеальной воздушной холодильной установки от степени повышения давления в компрессоре p_2/p_1 ?

1. Монотонно убывает с ростом p_2/p_1 .
2. Монотонно возрастает.
3. Не изменяется.
4. Сначала возрастает, достигает максимума, а затем убывает.

Вопрос 3. В закрытом сосуде находится идеальный газ при избыточном давлении $p_l = 0,02$ МПа при температуре 400 °С. До какой температуры (°С)

нужно его охладить, чтобы в сосуде установилось разрежение $p_2 = 0,03$ МПа. Барометрическое давление 0,1 МПа.

1. 233.
2. 176.
3. 120.
4. 267.

Вопрос 4. Выберите наиболее полное определение понятия «идеальный газ».

1. Состояние реального вещества, в котором можно пренебречь размерами молекул.
2. Состояние реального вещества, в котором можно пренебречь силами взаимодействия между молекулами.
3. Состояние реального вещества, в котором не существенно влияние вращательного, колебательного и поступательного движения молекул.
4. Состояние реального вещества, в котором можно пренебречь размерами молекул и силами взаимодействия между ними.

Вопрос 5. Как меняется энтальпия идеального газа при дросселировании?

1. Уменьшается.
2. Увеличивается.
3. Колеблется около некоторого среднего значения.
4. Остается неизменной.

Вопрос 6. Идеальный газ, занимающий объем $0,05$ м³, при давлении 0,1 МПа сжимается изотермически до половины объема. Определите количество теплоты (кДж) процесса.

1. 3,47.
2. -3,47.
3. -34,7.
4. -1,73.

Вопрос 7. Масса идеального газа при неизменных температуре и плотности увеличивается вдвое. Что при этом произойдет с давлением?

1. Увеличится в 2 раза.
2. Уменьшится в 2 раза.
3. Уменьшится в $\sqrt{2}$ раза.
4. Не изменится.

Вопрос 8. Какими свойствами обладает внутренняя энергия идеального газа?

1. Зависит от давления, не зависит от объема.
2. Зависит от объема и температуры.
3. Не зависит от давления и температуры.
4. Не зависит от объема и температуры.

Вопрос 9. Как работает тепловой насос?

1. Теплота окружающей среды с низкой температурой повышается, за счет затраты механической энергии, до уровня пригодного для отопления.
2. Окружающая среда (воздух, вода) непосредственно подается насосом для отопителя.
3. Теплота, отнятая от окружающей среды, аккумулируется в баке с водой.

Вопрос 10. На каком принципе работает тепловая труба?

1. Труба открыта с одного конца и заполнена теплоносителем.
2. Герметичная труба с теплоносителем внутри, движение которого осуществляется под действием капиллярных сил при нагревании одного конца трубы.
3. Труба открыта с обеих сторон, по которой прокачивается горячий теплоноситель.

Тест к разделу 6

Вопрос 1. Что называется химической реакцией?

1. Процесс превращения под действием теплоты одних веществ в новое вещество с другими свойствами.
2. Процесс перемешивания одних веществ с другими веществами.
3. Процесс смешивания однофазных веществ с веществами, находящимися в многофазном состоянии.
4. Процесс смешивания разных веществ, находящихся в многофазном состоянии.

Вопрос 2. Что такое стехиометрическое уравнение химической реакции?

1. Уравнение химической реакции, выражающее численное соотношение между количествами, массами, объемами, реагирующих компонентов (веществ) реакций.
2. Уравнение химической реакции с указанием компонентов реакции и количества выделившейся или поглощенной теплоты.
3. Уравнение химической реакции с указанием количества молекул компонентов реакций.
4. Уравнение химической реакции состоящее из исходных компонентов и конечных веществ.

Вопрос 3. Что называется концентрацией компонентов смеси?

1. Количество молекул (или киломолей) исходного вещества в единице объема реагирующей смеси.
2. Количество исходных компонентов в многокомпонентной смеси.
3. Доля одного из исходных компонентов в многокомпонентной смеси.
4. Доля одного из инертных компонентов в реагирующей многокомпонентной смеси.

Вопрос 4. Какими параметрами характеризуется реагирующая химическая реакция?

1. Давлением, температурой и концентрацией компонентов.
2. Давлением и концентрацией компонентов.
3. Температурой и концентрацией компонентов.
4. Давлением и температурой компонентов.

Вопрос 5. Что такое тепловой эффект химической реакцией?

1. Уменьшение внутренней энергии химической реакции.
2. Выделение минимального количества теплоты и получение максимальной работы в химической реакции.
3. Поглощение теплоты в химической реакции.
4. Выделение максимального количества теплоты и получение минимальной работы в химической реакции.

Вопрос 6. Какую зависимость устанавливает закон Гесса?

1. Тепловой эффект химической реакции зависит от начального состояния термодинамической системы.
2. Тепловой эффект химической реакции зависит от начального и конечного состояния системы.
3. Тепловой эффект химической реакции зависит от конечного состояния системы.
4. Тепловой эффект химической реакции зависит от работы расширения или сжатия.

Вопрос 7. Что называется скоростью химической реакцией?

1. Изменение теплоты реакции в единицу времени.
2. Изменение температуры реакции в единицу времени.
3. Изменение количества вещества в молях, прореагировавшего в единице объема за единицу времени.
4. Изменение количества реагирующих веществ пропорционально их стехиометрическим коэффициентам.

Вопрос 8. По какой форме определяется константа равновесия по молярным концентрациям химической реакции?

1. $K = \frac{W}{C_A \cdot C_B}$.
2. $K = \frac{W}{C_C \cdot C_D}$.
3. $K_p = \frac{P_A \cdot P_B}{P_C \cdot P_D}$.
4. $K_C = \frac{C_A \cdot C_B}{C_C \cdot C_D}$.

Вопрос 9. Что такое термическая диссоциация?

1. Распад химического соединения на более простые частицы при повышении давления.
2. Распад химического соединения на более простые частицы при уменьшении давления.
3. Распад молекул на несколько простых частиц при повышении температуры.
4. Отношение числа распавшихся молекул к общему числу молекул.

Вопрос 10. Что устанавливает закон Нернста?

1. Вблизи абсолютного нуля максимальные работы и тепловые эффекты в реакциях, протекающих в конденсированных системах, равны.
2. При абсолютном нуле суммарная теплоемкость конденсированных веществ равна нулю.
3. При абсолютном нуле энтропия конденсированных веществ равна нулю.
4. При абсолютном нуле теплоемкость каждого вещества в отдельности равна нулю.

Правильные ответы к тестам промежуточного контроля:

Разделы	Вопросы									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	3	3	4	3	1	4	3	4	3	2
2	2	3	2	3	1	1	2	2	4	4
3	4	2	3	2	2	1	1	1	2	1
4	1	2	4	2	4	2	4	1	1	2
5	1	2	3	4	4	1	4	2	1	2
6	1	1	1	1	1	2	3	4	3	1

4.4. Итоговый контроль.**Вопросы для подготовки к экзамену**

1. Термодинамическая система, её взаимодействие с окружающей средой; параметры состояния рабочего тела.
2. Термическое уравнение состояния идеального газа. Универсальная газовая постоянная, газовая постоянная данного газа.
3. Термические уравнения состояния реального газа: уравнение Ван дер Ваальса, уравнение в вириальной форме.
4. Функции состояния рабочего тела: внутренняя энергия, энтальпия, энтропия, их изменение в термодинамических процессах идеального газа.
5. Функции процесса с рабочим телом: теплота и работа (механическая), их вычисления в термодинамических процессах идеального газа.

6. 1-й закон термодинамики: формулировки, аналитическое выражение применительно к термодинамическим процессам.

7. Теплоемкость идеальных газов: теплоемкости c_p и c_v , связь между ними; зависимость теплоемкости от температуры; теплоемкость газовых смесей.

8. Уравнение 1-го закона термодинамики для потока рабочего тела (в тепловой форме).

9. Формулировки 2-го закона термодинамики. Аналитическое выражение этого закона. Объединённое уравнение 1-го и 2-го законов термодинамики.

10. Сжимаемость реальных газов. Термические коэффициенты.

11. Политропные процессы идеального газа. Вывод уравнения политропных процессов. Связь между параметрами состояния в политропном процессе.

12. Адиабатный процесс идеального газа. Вывод уравнения адиабатного процесса. Соотношение между параметрами состояния в адиабатном процессе.

13. Изотермический процесс идеального газа в p - v - и T - s - диаграммах, работа и количество теплоты в этом процессе, изменение энтропии.

14. Изобарический процесс идеального газа в p - v - и T - s - диаграммах. Вычисление работы и количества теплоты; изменение энтропии, энтальпии и внутренней энергии в изобарическом процессе.

15. Техническая работа потока рабочего тела (газа). Удельная работоспособность (эксергия) потока. Потеря эксергии потока в необратимых процессах.

16. Адиабатное (изоэнтропийное) течение газов в каналах. Истечение идеального газа через сужающееся сопло.

17. Изменение энтропии в необратимых процессах и циклах.

18. Прямой цикл Карно, его термический КПД. Теорема Карно.

19. Дифференциальные уравнения термодинамики: уравнения внутренней энергии, энтальпии и теплоты.

20. Дифференциальные уравнения термодинамики: уравнения теплоемкостей c_v и c_p для идеального газа.

21. Основные законы идеальных газов. Следствие из закона Авогадро. Киломоль газа.

22. Основные термодинамические процессы идеальных газов в p - v - и T - s - диаграммах.

23. Статистическое толкование 2-го закона термодинамики. Энтропия и вероятность. Пределы применимости 2-го закона термодинамики.

24. 1-й закон термодинамики в термохимии. Тепловой эффект реакции. Зависимость теплового эффекта реакции от температуры (уравнение Кирхгофа). Зависимость теплового эффекта от агрегатного состояния веществ.

25. 2-й закон термодинамики в термохимии. Константа равновесия. Термодинамические свойства диссоциирующих газов. Свободная энергия и изобарный потенциал. Тепловая теорема Нернста. Абсолютная энтропия.

26. Изохорический процесс идеального газа; изображение в p - v - и T - s - диаграммах. Уравнение 1-го закона термодинамики применительно к изохорическому процессу.

27. Смеси идеальных газов. Закон Дальтона. Газовая постоянная смеси газов.

28. Максимальная работоспособность термодинамической системы. Эксергия теплоты и потока рабочего тела. Эксергический КПД. Потеря эксергии при необратимых процессах.
29. Влажный воздух. Относительная влажность воздуха. Влагосодержание и энтальпия влажного воздуха, hd - диаграмма. Температура точки росы.
30. Влажный воздух: определение относительной влажности воздуха. Температура мокрого термометра.
31. Термодинамическая шкала температур. Абсолютный нуль температуры. Аналитическое выражение 2-го закона термодинамики.
32. Обратимые циклы, оценка эффективности прямых и обратных циклов.
33. Истечение газов через комбинированное сопло. Сверхкритическая скорость истечения.
34. Полное торможение потока, изоэнтропийное (адиабатное) торможение. Температура адиабатного торможения.
35. Истечение идеального газа из сужающегося сопла. Максимальный расход и критическая скорость. Критическое отношение давлений и температур.
36. Условия перехода скорости газа (пара) через скорость звука. Комбинированное сопло Лаваля. Расчет скорости истечения водяного пара по изменению энтальпии.
37. Уравнение 1-го закона термодинамики для потока рабочего тела в тепловой форме. Располагаемая работа. Температура адиабатического торможения потока.
38. Циклы реактивных двигателей: схемы, циклы и термические КПД прямоточного и турбореактивного двигателей.
39. Цикл ракетного двигателя, изображение цикла в $p-v$ - диаграмме, термический КПД.
40. Уравнение процесса дросселирования. Техническое применение процесса дросселирования. Дросселирование идеальных газов.
41. Истечение водяного пара. Скорость истечения.
42. Дросселирование газов и паров. Различия при дросселировании газов и паров.
43. Дифференциальное уравнение адиабатного дроссель-эффекта. Температура инверсии. Исследование процесса дросселирования реального газа в Ts - диаграмме.
44. Плавление. Сублимация. Фазовая диаграмма $p-T$. Тройная точка. Уравнение Клапейрона-Клаузиуса.
45. Процессы во влажном воздухе. hd - диаграмма влажного воздуха.
46. Фазовые переходы. Правило фаз Гиббса. Тройная точка (для воды).
47. Расчет основных процессов водяного пара.
48. Таблицы воды и водяного пара. Диаграмма hs - водяного пара.
49. Истечение водяного пара. Необратимые истечения. Процесс истечения в диаграмме $h-s$.
50. Парообразование и конденсация (водяного пара). Зависимость давления насыщенного пара от температуры. Теплота фазового перехода. Степень сухости пара.

51. Изобарический процесс водяного пара. Изображение в $p\nu$ - и Ts - диаграммах. Уравнение 1-го закона термодинамики применительно к этому процессу.
52. Парообразование в $p\nu$ - и Ts - диаграммах, пограничные кривые, степень сухости и влажность пара. Критическая точка для воды.
53. Паротурбинный цикл Ренкина: схема паротурбинной установки, изображение в $p\nu$ - и Ts - диаграммах, термический КПД, удельный расход пара.
54. Основные процессы водяного пара в Ts - диаграмме.
55. Паротурбинный цикл с промежуточным перегревом пара в $p\nu$ - и Ts - диаграммах; термический КПД цикла.
56. Цикл Карно для водяного насыщенного пара и его недостатки.
57. Ts - диаграмма водяного пара. Основные процессы водяного пара в диаграмме.
58. Влияние параметров пара на термический КПД цикла Ренкина.
59. Цикл паротурбинной установки при сверхкритических параметрах пара.
60. Регенеративный цикл для водяного пара: схема установки, изображение в диаграмме Ts -, термический КПД. Удельный расход пара.
61. Цикл карбюраторного бензинового двигателя: работа двигателя, изображение в $p\nu$ - и Ts - диаграммах, термический КПД.
62. Цикл дизельного двигателя: работа дизеля, изображение в $p\nu$ - и Ts - диаграммах, термический КПД.
63. Цикл поршневого дизельного двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты: изображение в $p\nu$ - и Ts - диаграммах, термический КПД цикла.
64. Сравнение КПД циклов двигателей внутреннего сгорания в Ts - диаграмме (метод среднеинтегральных температур).
65. Изотермический и адиабатный КПД компрессора.
66. Многоступенчатое сжатие в компрессоре в $p\nu$ - и Ts - диаграммах; мощность, затраченная на привод компрессора.
67. Назначение и типы компрессоров.
68. Многоступенчатый компрессор. Оптимальное распределение давлений по ступеням. Отводимая теплота при охлаждении компрессора. Центробежный компрессор.
69. Термодинамический анализ работы компрессора: 1-й закон термодинамики для потока рабочего тела (воздуха) в компрессоре, КПД компрессора.
70. Цикл газотурбинной установки: работа установки, изображение в $p\nu$ - и Ts - диаграммах (цикл с подводом теплоты при $p=\text{const}$), термический КПД.
71. Методы повышения КПД циклов газотурбинных установок.
72. Расчет основных термодинамических процессов водяного пара.
73. Цикл газотурбинной установки в подводом теплоты при постоянном объеме: изображение в диаграммах Ts - и термический КПД.
74. Цикл воздушной холодильной установки: схема, процесс в Ts - диаграмме, холодильный коэффициент.

75. Цикл бинарной парогазовой установки: схема, изображение в Ts - диаграмме, термический КПД.
76. Влажный насыщенный пар и его параметры. Энтальпия и энтропия влажного пара.
77. Цикл парокомпрессионной холодильной установки: схема, изображение в Ts - диаграмме, холодильный коэффициент.
78. Цикл тепловой установки с МГД - генератором: простейшая схема, изображение в Ts - диаграмме; термический КПД.
79. Цикл теплового насоса: схема, изображение цикла в Ts - диаграмме, эффективность цикла.
80. Цикл парожетторной холодильной установки: схема установки, изображение в Ts - диаграмме; коэффициент использования теплоты.
81. Абсорбционная холодильная установка: схема, основные элементы установки, Ts - диаграмма, иллюстрирующая работу установки.
82. Термотрансформаторы: принципиальная схема, циклы Карно для трансформатора теплоты в Ts - диаграмме.
83. Термохимические трансформаторы теплоты: схема, процесс работы трансформатора теплоты в координатах T и s .
84. Методы ожижения газов. Общие принципы и способы достижения сверхнизких температур.
85. Теплофикационный цикл: схема ТЭЦ с турбинами с отбором пара; изображение цикла теплофикационной паротурбинной установки в Ts - диаграмме.
86. Принцип работы теплового насоса.
87. Цикл теплового насоса - термотрансформатора. Отопительный коэффициент. Термодинамическое сравнение эффективности теплового насоса и теплофикации.
88. Циклы атомных теплоэнергетических установок: принципиальная схема одноконтурной и двухконтурной установок, изображение цикла с перегревом рабочего тела (пара) в pV - и Ts -диаграммах.
89. Эксергетический анализ работы тепловых машин (на примере газотурбинной установки).
90. Первый закон термодинамики в термохимии. Тепловой эффект химической реакции.
91. Второй закон термодинамики в термохимии. Закон действующих масс. Константа равновесия.
92. Уравнение максимальной и минимальной работы химической реакции. Зависимость константы равновесия от давления и температуры.
93. Особенности конструкции и принцип работы тепловой трубы. Расчет параметров тепловой трубы.

ПРИЛОЖЕНИЕ

П.1. Теплофизические свойства сухого воздуха при нормальном атмосферном давлении

$t^{\circ}\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{(\text{кгК})}$	$\lambda * 10^2, \frac{\text{Вт}}{(\text{КК})}$	$\alpha * 10^5, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\nu * 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr
-50	1.584	1.013	2.035	1.27	9.23	0.728
-30	1.453	1.013	2.198	1.49	10.80	0.723
-10	1.342	1.009	2.361	1.74	12.43	0.712
0	1.293	1.005	2.442	1.88	13.28	0.707
10	1.247	1.005	2.594	2.01	14.36	0.705
30	1.165	1.005	2.757	2.29	16.00	0.701
50	1.093	1.005	2.896	2.57	17.95	0.698
70	1.029	1.009	3.129	2.86	20.02	0.694
100	0.946	1.009	3.338	3.36	23.13	0.688
140	0.854	1.017	3.641	4.03	27.80	0.684
180	0.779	1.022	3.780	4.75	32.49	0.681
200	0.746	1.026	3.931	5.14	34.85	0.680
250	0.674	1.038	4.27	6.1	40.61	0.677
300	0.615	1.047	4.60	7.16	48.33	0.674
350	0.566	1.059	4.91	8.19	55.46	0.676
400	0.524	1.068	5.21	9.31	63.09	0.678
500	0.456	1.093	5.74	11.53	79.38	0.687
600	0.404	1.114	6.22	13.83	96.89	0.699
700	0.362	1.135	6.71	16.34	115.4	0.706
800	0.329	1.156	7.18	18.88	134.8	0.713
900	0.301	1.172	7.63	21.62	155.1	0.717
1000	0.277	1.185	8.07	24.59	177.1	0.719

Формулы для определения теплоемкостей:

$$\text{CO}_2 \rightarrow C_p = 0,8654 + 0,0002443 \cdot t$$

$$\text{H}_2\text{O} \rightarrow C_p = 1,838 + 0,0003111 \cdot t$$

$$\text{N}_2 \rightarrow C_p = 1,838 + 0,0008555 \cdot t$$

$$\text{O}_2 \rightarrow C_p = 0,9203 + 0,0001065 \cdot t$$

П.2. Плотность ρ , теплопроводность λ , теплоемкость c_p металлов и сплавов ($p = 0,1, \text{МПа}$, $t = 20^\circ\text{C}$)

Наименование элемента	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\lambda, \frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot \text{К})}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$
Алюминий	2700	209	0,896
Бронза (75% Cu, 25% Sn)	8660	25,9	0,344
Вольфрам	19340	169	0,134
Дюралюминий	2800	164	0,884
Железо	7880	74	0,44
Золото	19310	313	0,130
Калий	870	100	0,737
Кремий	2300	33,7	-
Латунь (70% Cu, 30% Zn)	8520	110,7	0,385
Литий	534	68,6	3,31
Магний	1760	158	0,975
Медь	8930	390	0,388
Молибден	10214	136,9	0,251
Натрий	975	109	1,20
Никель	8900	67,5	0,427
Олово	7300	66,3	0,222
Платина	21460	69,8	0,132
Свинец	11350	35,1	0,127
Серебро	10500	419	0,234
Сталь 45	7794	32	0,560
Сталь углеродистая (C = 0,5%)	7830	53,6	0,465
Сталь нержавеющая 1X18H9T	7900	16	0,502
Титан	4540	15,1	0,531
Углерод, графит	1700-2300	174	0,67
Уран	19100	19,2	0,117
Цинк	7150	113	0,384
Чугун (с = 4%)	7270	51,9	0,419

П.3. Средняя массовая теплоемкость газов при постоянном давлении,

$$c_{p_m} \Big|_0^t \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})} \quad [4]$$

$t, ^\circ\text{C}$	O ₂	N ₂ (атмосферн.)	CO	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	Воздух (абс. сухой)
0	0,9148	1,0304	1,0396	0,8148	1,8594	0,607	1,0036
100	0,9232	1,0316	1,0417	0,8658	1,8728	0,636	1,0061
200	0,9353	1,0346	1,0463	0,9102	1,8937	0,662	1,0115
300	0,9500	1,0400	1,0538	0,9487	1,9192	0,687	1,0191
400	0,9651	1,0475	1,0634	0,9826	1,9477	0,708	1,0283
500	0,9793	1,0567	1,0748	1,0128	1,9778	0,724	1,0387
600	0,9927	1,0668	1,0661	1,0396	2,0092	0,737	1,0496
700	1,0048	1,0777	1,0978	1,0639	2,0419	0,754	1,0605
800	1,0157	1,0881	1,1091	1,0852	2,0754	0,762	1,0710
900	1,0258	1,0982	1,1200	1,1045	2,1097	0,775	1,0815
1000	1,0350	1,1087	1,1304	1,1225	2,1436	0,783	1,0907
1100	1,0434	1,1170	1,1401	1,1384	2,1771	0,791	1,0999
1200	1,0509	1,1258	1,1493	1,1530	2,2106	0,795	1,1082
1300	1,0580	1,1342	1,1577	1,1660	2,2429	-	1,1166
1400	1,0647	1,1422	1,1656	1,1782	2,2743	-	1,1242
1500	1,0714	1,1497	1,1731	1,1895	2,3048	-	1,1313
1600	1,0773	1,1564	1,1798	1,1995	2,3346	-	1,1380
1700	1,0831	1,1631	1,1865	1,2091	2,3630	-	1,1443
1800	1,0886	1,1690	1,1924	1,2179	2,3907	-	1,1501
1900	1,0940	1,1748	1,1983	1,2259	2,4166	-	1,1560
2000	1,0990	1,1803	1,2033	1,2334	2,4422	-	1,1610
2100	1,1041	1,1853	1,2083	1,2405	2,4664	-	1,1664
2200	1,1087	1,1903	1,2129	1,2468	2,4895	-	1,1710
2300	1,1137	1,1945	1,2175	1,2531	2,5121	-	1,1757
2400	1,1183	1,1991	1,2217	1,2586	2,5334	-	1,1803
2500	1,1229	1,2029	1,2259	1,2636	2,5544	-	1,1840
2600	1,1271	-	-	-	2,5745	-	-
2700	1,1313	-	-	-	2,5937	-	-
2800	-	-	-	-	2,6121	-	-
2900	-	-	-	-	2,6297	-	-

П.4. Средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении,

$$c'_{p_m} \Big|_0^t \frac{\text{кДж}}{(\text{м}^3 \cdot \text{К})}$$

$t, ^\circ\text{C}$	O ₂	N ₂ (атмосферн.)	CO	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	Воздух (абс. сухой)
0	1,3059	1,2946	1,2992	1,5998	1,4913	1,733	1,2971
100	1,3176	1,2958	1,3017	1,7003	1,5002	1,813	1,3004
200	1,3552	1,2996	1,3071	1,7873	1,5223	1,888	1,3071
300	1,3561	1,3067	1,3167	1,8627	1,5424	1,955	1,3172
400	1,3775	1,3163	1,3289	1,9287	1,5654	2,018	1,3289
500	1,3980	1,276	1,3427	1,9887	1,5897	2,068	1,3427
600	1,4168	1,3402	1,3574	2,0411	1,6148	2,114	1,3565
700	1,4344	1,3536	1,3720	2,0884	1,6412	2,152	1,3708
800	1,4499	1,3670	1,3862	2,1311	1,6680	2,181	1,3842
900	1,4645	1,3796	1,3996	2,1692	1,6957	2,215	1,3976
1000	1,4775	1,3917	1,4126	2,2035	1,7229	2,236	1,4097
1100	1,4892	1,4034	1,4248	2,2349	1,7501	2,261	1,4214
1200	1,5005	1,4143	1,4361	2,2638	1,7769	2,278	1,4327
1300	1,5106	1,4252	1,4465	2,2898	1,8028	-	1,4432
1400	1,5202	1,4348	1,4566	2,3136	1,8280	-	1,4528
1500	1,5294	1,4440	1,4658	2,3354	1,8527	-	1,4620
1600	1,5378	1,4528	1,4746	2,3555	1,8761	-	1,4708
1700	1,5462	1,4612	1,4825	2,3742	1,8996	-	1,4788
1800	1,5541	1,4687	1,4901	2,3915	1,9213	-	1,4867
1900	1,5617	1,4758	1,4972	2,4074	1,9424	-	1,4939
2000	1,5692	1,4825	1,5039	2,4221	1,9628	-	1,5010
2100	1,5759	1,4892	1,5102	2,4359	1,9824	-	1,5072
2200	1,5830	1,4951	1,5160	2,4484	2,0009	-	1,5135
2300	1,5897	1,5010	1,5215	2,4602	2,0189	-	1,5194
2400	1,5964	1,5064	1,5269	2,4710	2,0365	-	1,5253
2500	1,6027	1,5114	1,5320	2,4811	2,0528	-	1,5303
2600	1,6090	-	-	-	2,0691	-	-
2700	1,6153	-	-	-	2,0864	-	-
2800	-	-	-	-	2,0997	-	-
2900	-	-	-	-	2,1135	-	-

П.5. Относительные молекулярные массы, плотности и объемы киломолей при нормальных условиях, критические температуры и критические давления некоторых газов

Газ	Химическое обозначение	Относительная молекулярная масса	Плотность $\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Объем киломоля $Mv_H, \frac{\text{м}^3}{\text{кмоль}}$	Критическая температура $t, ^\circ\text{C}$
Водяной пар	H ₂ O	18,015	(0,804)	(22,4)	373,946
Воздух	-	28,96	1,2928	22,40	-140,65
Гелий	He ₄	4,0026	0,1785	22,42	-267,96
Аргон	Ar	39,948	1,7837	22,39	-122,50
Водород	H ₂	2,0159	0,08988	22,43	-239,9
Азот	N ₂	28,0134	1,2506	22,40	-146,95
Кислород	O ₂	31,9988	1,42895	22,39	-118,38
Хлор	Cl ₂	70,906	3,214	22,06	143,85
Оксид углерода	CO	28,009	1,2500	22,41	-140,23
Диоксид углерода	CO ₂	44,011	1,9768	22,26	31,05
Сернистый газ	SO ₂	64,0658	2,927	21,89	157,5
Аммиак	NH ₃	17,0304	0,7714	22,08	132,3

П.6. Энтальпия 1 м³ газов и влажного воздуха (кДж/м³)

$\theta, ^\circ\text{C}$	$(c\theta)_{\text{CO}_2}$	$(c\theta)_{\text{N}_2}$	$(c\theta)_{\text{O}_2}$	$(c\theta)_{\text{H}_2\text{O}}$	$(c\theta)_{\text{B}}$
1	2	3	4	5	6
100	169	130	132	151	132
200	357	260	267	304	266
300	559	392	407	463	403
400	772	527	552	626	542
500	996	664	699	794	684
600	1222	804	850	967	830
700	1461	946	1005	1147	979
800	1704	1093	1160	1335	1130
900	1951	1243	1319	1524	1281
1000	2202	1394	1478	1725	1436
1100	2457	1545	1637	1926	1595
1200	2717	1695	1800	2131	1754
1300	2976	1850	1963	2344	1913
1400	3240	2009	2127	2558	2076
1500	3504	2164	2294	2779	2239
1600	3767	2323	2461	3001	2403
1700	4035	2482	2629	3227	2566
1800	4303	2642	2796	3458	2729
1900	4571	2805	2968	3688	2897
2000	4843	2964	3139	3926	3064
2100	5115	3127	3307	4161	3232
2200	5387	3290	3483	4399	3399

Примечание. Энтальпия влажного воздуха $(c\theta)_{\text{B}}$ приведена при влагосодержании $d_2=10 \text{ г/м}^3$.

П.8. Насыщенный водяной пар (по давлениям)

$p \cdot 10^5, \text{Н/м}^2$	$t_s, \text{°C}$	$V', \text{м}^3/\text{кг}$	$V'', \text{м}^3/\text{кг}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$h', \text{кДж/кг}$	$h'', \text{кДж/кг}$	$r, \text{кДж/кг}$	$s', \text{кДж/кг} \cdot \text{град}$	$s'', \text{кДж/кг} \cdot \text{град}$
0,01	6,92	0,0010001	129,9	0,0077	29,32	2513	2484	0,1054	8,975
0,04	28,979	0,0010041	34,81	0,02873	121,42	2554	2433	0,4225	8,473
0,05	32,88	0,0010053	28,19	0,03547	137,83	2561	2423	0,4761	8,393
0,1	45,84	0,0010103	14,68	0,06812	191,9	2584	2392	0,6492	8,149
0,5	81,35	0,010299	3,239	0,3087	340,6	2645	2304	1,0910	7,593
1	99,64	0,0010432	1,694	0,5903	417,4	2675	2258	1,3026	7,360
2	120,23	0,0010605	0,8854	1,129	504,8	2707	2202	1,5302	7,127
3	133,54	0,0010733	0,6057	1,651	561,4	2725	2164	1,672	6,992
4	143,62	0,0010836	0,4624	2,163	604,7	2738	2133	1,777	6,897
5	151,84	0,0010927	0,3747	2,669	640,1	2749	2109	1,860	6,882
6	158,84	0,0011007	0,3156	3,169	670,5	2757	2086	1,931	6,761
7	164,96	0,0011081	0,2728	3,666	697,2	2764	2067	1,992	6,709
8	170,42	0,0011149	0,2403	4,161	720,9	2769	2048	2,046	6,663
9	175,35	0,0011213	0,2149	4,654	742,8	2774	2031	2,094	6,623
10	179,88	0,0011273	0,1946	5,139	762,7	2778	2015	2,138	6,587
20	212,37	0,0011766	0,09958	10,041	908,5	2799	1891	2,447	6,340
30	233,83	0,0012163	0,06665	15,00	1008,3	2804	1796	2,646	6,186
40	250,33	0,0012520	0,04977	20,09	1087,5	2801	1713	2,796	6,070
50	263,91	0,0012857	0,03944	25,35	1154,4	2794	1640	2,921	5,973
60	275,56	0,0013185	0,03243	30,84	1213,9	2785	1570,8	3,027	5,890
70	285,80	0,0013510	0,02737	36,54	1267,4	2772	1504,9	3,122	5,814
80	294,98	0,0013838	0,02352	42,52	1317,0	2758	1441,1	3,208	5,745
90	303,32	0,0014174	0,02048	48,83	1363,7	2743	1379,3	3,287	5,678
100	310,96	0,0014521	0,01803	55,46	1407,7	2725	1317,0	3,360	5,615
110	318,04	0,001489	0,01598	62,58	1450,2	2705	1255,4	3,430	5,553
120	324,63	0,001527	0,01426	70,13	1491,1	2685	1193,5	3,496	5,492
130	330,81	0,001567	0,01277	78,30	1531,5	2662	1130,8	3,561	5,432
140	336,63	0,001611	0,01149	87,03	1570,8	2638	1066,9	3,623	5,372
160	347,32	0,001710	0,009318	107,3	1650	2582	932,0	3,746	5,247
180	356,96	0,001837	0,007504	133,2	1732	2510	778,2	3,871	5,107
200	365,71	0,00204	0,00585	170,9	1827	2410	583	4,015	4,928
210	369,79	0,00221	0,00498	200,7	1888	2336	448	4,108	4,803
220	373,7	0,00273	0,00367	272,5	2016	2168	152	4,303	4,591

Содержание

1. Информация о дисциплине.....	3
1.1. Предисловие.....	3
1.2. Содержание дисциплины и виды учебной работы.....	4
2. Рабочие учебные материалы.....	5
2.1. Рабочая программа.....	5
Заключение.....	12
2.2. Тематический план дисциплины.....	13
2.3. Структурно –логическая схема дисциплины.....	18
2.4. Временный график изучения дисциплины.....	19
2.5. Практический блок.....	20
2.6. Рейтинговая система оценки знаний.....	22
3. Информационные ресурсы дисциплины.....	23
3.1. Библиографический список.....	23
3.2. Опорный конспект.....	25
Введение.....	25
Раздел 1. Основные законы термодинамики.....	25
1.1 Термодинамика идеального газа.....	25
1.2. Первый закон термодинамики.....	37
1.3. Второй закон термодинамики.....	49
Раздел 2. Реальные газы. Водяной пар.....	61
2.1. Свойства и фазовые переходы реальных газов.....	61
2.2. Характеристики и процессы водяного пара.....	68
2.3. Влажный воздух.....	79
2.4. Термодинамика газового потока. Истечение газов через сопла.....	85
2.5. Расчет процессов дросселирования.....	98
Раздел 3. Компрессоры. Циклы тепловых двигателей.....	103
3.1. Виды компрессоров и процессы в компрессоре.....	103
3.2. Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС).....	111
3.3. Циклы газотурбинных установок (ГТУ).....	115
3.4. Циклы реактивных двигателей.....	121
Раздел 4. Циклы паротурбинных установок (ПТУ).....	126
4.1. Идеальный и действительный цикл ПТУ.....	126
4.2. Циклы ПТУ с промежуточным перегревом и регенеративным отбором пара.....	134
4.3. Циклы парогазовой и атомной установок.....	142
4.4. Циклы и устройства прямого преобразования теплоты в электрическую энергию.....	149
Раздел 5. Циклы холодильных и теплонасосных установок.....	155
5.1. Циклы воздушной и парокомпрессорной холодильных установок.....	155
5.2. Передача теплоты тепловым насосом и тепловой трубой.....	162
Раздел 6. Элементы химической термодинамики.....	167
6.1. Законы термодинамики в термохимии.....	167
6.2. Уравнения максимальной работы химической реакции.....	175

Глоссарий.....	179
3.3. Учебное пособие.....	182
3.4. Методические указания к проведению практических занятий.....	182
3.5. Методические указания к выполнению лабораторных работ.....	182
4. Блок контроля освоения дисциплины.....	199
4.1. Задания на контрольные работы.....	199
4.2. Методические указания к выполнению контрольных заданий и прак- тических работ.....	210
4.3. Тестовые задания.....	233
4.4. Итоговый контроль. Вопросы для подготовки к экзамену.....	247
Приложение. Справочные материалы.....	252