МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра промышленной теплоэнергетики

УТВЕРЖДАЮ:
Проректор по учебной работе
_____ Е.И. Луковникова
«_____» _____ 201__ г.

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ
ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Б1.Б.15

НАПРАВЛЕНИЕ ПОДГОТОВКИ

13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

ПРОФИЛЬ ПОДГОТОВКИ

Промышленная теплоэнергетика

Программа академического бакалавриата

Квалификация (степень) выпускника: бакалавр

СОДЕРЖАНИЕ ПРОГРАММЫ **Стр.**

1. ПЕРЕЧЕНЬ ПЛАНИРУЕМЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ОБУЧЕНИЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ, СООТНЕСЕННЫХ С ПЛАНИРУЕМЫМИ РЕЗУЛЬТАТАМИ ОСВОЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ …..…… 3

2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ …….…….. 3

3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА ДИСЦИПЛИНЫ 4

3.1 Распределение объёма дисциплины по формам обучения……...…… 4

3.2 Распределение объёма дисциплины по видам учебных занятий и трудоемкости …….…… 4

4. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ …….…… 5

4.1 Распределение разделов дисциплины по видам учебных занятий …… 5

4.2 Содержание дисциплины, структурированное по разделам и темам ……. 26

4.3 Лабораторные работы……..…… 125

4.4 Практические занятия…. …….……..… 126

4.5. Контрольные мероприятия: контрольная работа…….…… 126

5. МАТРИЦА СООТНЕСЕНИЯ РАЗДЕЛОВ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ К ФОРМИРУЕМЫМ В НИХ КОМПЕТЕНЦИЯМ И ОЦЕНКЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ …… 128

6. ПЕРЕЧЕНЬ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ 129

7. ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНОЙ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ…… 129

8. ПЕРЕЧЕНЬ РЕСУРСОВ ИНФОРМАЦИОННО – ТЕЛЕКОММУНИКАЦИОННОЙ СЕТИ «ИНТЕРНЕТ» НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ …… 130

9. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ…… 130

9.1. Методические указания для обучающихся по выполнению лабораторных работ/ практических работ …….……. 130

9.2. Методические указания по выполнению контрольной работы …… 192

10. ПЕРЕЧЕНЬ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ ……...…… 193

11. ОПИСАНИЕ МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ БАЗЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ ……...…… 193

Приложение 1. Фонд оценочных средств для проведения промежуточной аттестации обучающихся по дисциплине……. 195

Приложение 2. Аннотация рабочей программы дисциплины ……. 213

Приложение 3. Протокол о дополнениях и изменениях в рабочей программе …..…… 214

1. ПЕРЕЧЕНЬ ПЛАНИРУЕМЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ОБУЧЕНИЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ, СООТНЕСЕННЫХ С ПЛАНИРУЕМЫМИ РЕЗУЛЬТАТАМИ ОСВОЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ

Вид деятельности выпускника

Дисциплина охватывает круг вопросов, относящихся к производственно-технологическому виду профессиональной деятельности выпускника в соответствии с компетенциями и видами деятельности, указанными в учебном плане.

Цель дисциплины

Дать студентам знания о фундаментальных законах осуществления тепловых процессов, термодинамических методах анализа замкнутых и разомкнутых теплотехнических процессов разного назначения и выработать практические навыки определения термодинамических характеристик процессов с одно- и двухфазными рабочими телами и теплоносителями постоянного и переменного состава.

Задачи дисциплины

На примерах математических понятий продемонстрировать обучающимся действие основных законов термодинамики, без которых не представляется разработка, эксплуатация и совершенствование различных теплотехнических устройств и установок.

Код компетенции	Содержание компетенций	Перечень планируемых результатов обучения по дисциплине
1	2	3
ОК-7	способность к самоорганизации и самообразованию	**знать:** - источники информации для самообразования в рамках выбранного направления. **уметь:** - организовать процесс самообразования; - применять методы и средства самоорганизации и самообразования. **владеть:** - методами самоорганизации; - навыками применения средств самообразования и самоорганизации в профессиональной деятельности.
ОПК-1	способность осуществлять поиск, хранение, обработку и анализ информации из различных источников и баз данных, представлять ее в требуемом формате с использованием информационных, компьютерных и сетевых технологий	**знать:** - сущность и значение информации. Основные процессы, происходящие с информацией. **уметь:** - использовать основные методы преобразования и хранения информации. **владеть:** - основными требованиями информационной безопасности.

2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ

Дисциплина Б1.Б.15 «Техническая термодинамика» относится к базовой части.

Дисциплина «Техническая термодинамика» базируется на знаниях, полученных при изучении таких учебных дисциплин, как: «Математика (общий курс)», «Физика (общая)», «Экология», «Химия (общая)», «Инженерная и компьютерная графика» и «Гидрогазодинамика».

Основываясь на изучении перечисленных дисциплин, «Техническая термодинамика» представляет основу для изучения дисциплин: «Технологические энергоносители предприятий», «Тепломассообменное оборудование предприятий» и «Основы трансформации тепла».

Такое системное междисциплинарное изучение направлено на достижение требуемого ФГОС уровня подготовки по квалификации бакалавр.

3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА ДИСЦИПЛИНЫ

3.1. Распределение объема дисциплины по формам обучения

Форма обучения	*Курс*	*Семестр*	*Трудоемкость дисциплины в часах*						*Контрольная работа*	*Вид промежуточной аттестации*
			Всего часов (с экз.)	*Аудиторных часов*	*Лекции*	*Лабораторные работы*	*Практические занятия*	*Самостоятельная работа*		
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**
Очная	2	3,4	324	139	70	51	18	149	кр	зачет, экзамен
Заочная	3	-	324	36	12	10	14	279	кр	экзамен
Заочная (ускоренное обучение)	3	-	324	20	8	6	6	223	кр	экзамен
Очно-заочная	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

3.2. Распределение объема дисциплины по видам учебных занятий и трудоемкости

Вид учебных занятий	*Трудоемкость (час.)*	*в т.ч. в интерактивной, активной, инновационной формах, (час.)*	*Распределение по семестрам, час*	
			3	*4*
1	**2**	**3**	**4**	**5**
I. Контактная работа обучающихся с преподавателем (всего)	**139**	**30**	**85**	**54**
Лекции (Лк)	70	10	34	36
Лабораторные работы (ЛР)	51	10	51	-
Практические занятия (ПЗ)	18	10	-	18
Контрольная работа*	+	-	+	+
Групповые (индивидуальные) консультации*	+	-	+	+
III. Самостоятельная работа обучающихся (СР)	**149**	**-**	**59**	**90**
Подготовка к лабораторным работам	25	-	25	-
Подготовка к практическим занятиям	22	-	-	22
Подготовка к зачету	22	-	22	-
Подготовка к экзамену в течение семестра	55		-	55
Выполнение контрольной работы	25	-	12	13
IV. Промежуточная аттестация экзамен	**36**	**-**	**-**	**36**
зачет	+	-	+	-
Общая трудоемкость дисциплины …… час.	324	30	144	180
зач. ед.	9	-	4	5

4. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

4.1. Распределение разделов дисциплины по видам учебных занятий

- для очной формы обучения:

№ раздела и темы	*Наименование раздела и тема дисциплины*	*Трудоемкость, (час.)*	*Виды учебных занятий, включая самостоятельную работу обучающихся и трудоемкость; (час.)*			
			учебные занятия			*самостоятельная работа обучающихся*
			лекции	*лабораторные работы*	*практические занятия*	
1	2	3	4	5	6	7
1.	**Первый закон термодинамики**	**24,5**	**4**	**6**	**3**	**11,5**
1.1	Техническая термодинамика как теоретическая основа теплоэнергетики. Предмет и метод термодинамики.	1,9	0,4	-	-	1,5
1.2	Термодинамическая система и окружающая среда. Равновесные и неравновесные состояния. Параметры состояния. Уравнение состояния, термодинамическая поверхность.	4,4	0,4	2,0	0,5	1,5
1.3	Понятие теплового равновесия, первый закон термодинамики. Потенциалы и координаты термодинамических взаимодействий. Температура, энтропия.	1,9	0,4	-	-	1,5
1.4	Первый закон термодинамики как закон сохранения энергии. Теплота, опыт Джоуля, эквивалентность теплоты и работы.	1,9	0,4	-	0,5	1,0
1.5	Соотношения между единицами работы и тепла. Работа расширения как функция процесса. Внутренняя энергия как функция состояния. Понятие полного и неполного дифференциалов.	1,9	0,4	-	0,5	1,0
1.6	Аналитическое выражение первого закона термодинамики через внутреннюю энергию. Формулировки первого закона термодинамики. Теплота как функция процесса.	1,4	0,4	-	-	1,0
1.7	Вечный двигатель первого рода. Эн-тальпия как функция состояния. Аналитическое выражение первого закона термодинамики через энтальпию.	1,4	0,4	-	-	1,0
1.8	Понятие идеального газа. Термиче-	3,9	0,4	2,0	0,5	1,0

	ское уравнение состояния идеального газа. Закон Авогадро и его следствия. Уравнение Менделеева-Клапейрона. Теплоемкость, истинная и средняя теплоемкость, Ср и Cv. Формула Майера.					
1.9	Молекулярно-кинетическая и квантовая теория теплоемкости. Основные термодинамические процессы идеальных газов (изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный).	2,9	0,4	1,0	0,5	1,0
1.10	Политропные процессы и их анализ. Таблицы термических и калорических свойств идеальных газов.	2,9	0,4	1,0	0,5	1,0
2.	**Второй закон термодинамики**	**28,5**	**4**	**11**	**2**	**11,5**
2.1	Обратимые и необратимые процессы. Формулировки второго закона.	2,0	0,5	1,0	-	1,5
2.2	Термодинамические циклы. Термический КПД и холодильный коэффициент. Прямые и обратные циклы. Цикл Карно и его термический КПД. Теорема Карно.	5,6	0,6	2,0	1,0	2,0
2.3	Энтропия, интеграл Клаузиуса. T-S - диаграмма и ее свойства. Термодинамические циклы в T,S - диаграмме.	5,7	0,7	2,0	1,0	2,0
2.4	Таблицы энтропии идеальных газов. Изменение энтропии в необратимых процессах. Объединенное уравнение первого и второго законов для обратимых и необратимых процессов.	4,7	0,7	2,0	-	2,0
2.5	Обратимость и производство работы (полезная работа, максимально полезная работа системы, тепла). Энтропия. Энтропийный метод расчета потерь работоспособности. Метод КПД в анализе необратимых циклов. Сравнительный анализ методов.	4,8	0,8	2,0	-	2,0
2.6	Основные математические методы. Соотношения Максвелла. Частные производные внутренней эксергии, энтропии, энтальпии, теплоемкости.	4,7	0,7	2,0	-	2,0
3.	**Реальные газы**	**22,5**	**4**	**6**	**1,0**	**11,5**
3.1	Гомогенные и гетерогенные системы. Понятие стабильного, лабильного метастабильного состояний.	6,8	1,0	2,0	0,3	3,5
3.2	Термодинамические условия равновесия при различных условиях взаимодействий системы с окружающей средой. Характеристические функции и взаимосвязь между ни-	7,9	1,5	2,0	0,4	4,0

	ми.					
3.3	Закрытые и открытые системы, химический потенциал и его свойства для характеристики открытых систем.	7,8	1,5	2,0	0,3	4,0
4.	**Водяной пар**	**23,5**	**4**	**6**	**2**	**11,5**
4.1	Основные понятия и определения (парообразование, испарение, кипение, конденсация, сублимация, десублимация).	4,2	0,5	1,0	0,4	2,3
4.2	Насыщенная жидкость, влажный пар, сухой насыщенный пар, перегретый пар, степень сухости.	4,2	0,5	1,0	0,4	2,3
4.3	Закон Дальтона, способы заданий состава смеси. Уравнение состояния смеси идеальных газов. Средняя молекулярная масса газовой смеси.	4,7	1,0	1,0	0,4	2,3
4.4	Влажный воздух - основные понятия. Влагосодержание, абсолютная и относительная влажность, степень насыщения, точка росы. Энтальпия влажного воздуха. Температура мокрого термометра, психрометр.	4,7	1,0	1,0	0,4	2,3
4.5	H, d - диаграмма, процессы во влажном воздухе.	5,7	1,0	2,0	0,4	2,3
5.	**Термодинамические свойства реальных газов**	**16,5**	**4**	**-**	**1**	**11,5**
5.1	Условия термодинамической устойчивости. Устойчивость фаз.	2,5	0,2	-	-	2,3
5.2	Условия фазового равновесия. Правило фаз Гиббса. Фазовые переходы первого и второго рода. Фазовая P,T - диаграмма, характеристика точки фазовой диаграммы.	3,4	0,8	-	0,3	2,3
5.3	Аномалия в поведении веществ. Уравнение Клапейрона-Клаузиуса. Теплота фазового перехода. Фазовые переходы, "жидкость-пар", "твердое тело-жидкость", "твердое тело-пар". Изображение кривых фазовых равновесий двух и трехфазных областей в P-V; T-V; T-S диаграммах.	3,7	1,0	-	0,4	2,3
5.4	Свойства веществ на линии фазовых переходов. Двухфазные системы. Уравнение Ван-дер-Ваальса. Вириальная форма уравнения состояния.	3,6	1,0	-	0,3	2,3
5.5	P,V,P - зависимость реальных газов. Коэффициент сжимаемости. Метод термодинамического подобия.	3,3	1,0	-	-	2,3
6.	**PV - диаграмма**	**13,0**	**2**	**-**	**-**	**11,0**
6.1	Особенности P-V - диаграммы водяного пара.	6,0	1,0	-	-	5,0

6.2	Удельный объем, энтальпия, энтропия воды, влажного, сухого, насыщенного и перегретого пара.	7,0	1,0	-	-	6,0
7.	**Таблицы термодинамических свойств веществ. Истечения из сопел; дросселирование**	**16,5**	**4**	**-**	**1**	**11,5**
7.1	Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. T-S; h-S -диаграммы воды и водяного пара.	2,2	0,5	-	-	1,7
7.2	Процесс дросселирования. Дифференциальный дроссель-эффект, температура инверсии, кривая инверсии. Физическая сущность эффекта Джоуля-Томсона. Интегральный дроссель-эффект.	2,5	0,6	-	0,2	1,7
7.3	Адиабатное расширение реального газа. Потери эксергии в процессе адиабатного расширения. Потери эксергии при дросселировании. Расчет процесса дросселирования водяного пара в h,S - диаграмме.	2,6	0,7	-	0,2	1,7
7.4	Основные уравнения истечения. Уравнение сплошности, движения, уравнение состояния. Уравнение первого закона для потока.	2,2	0,5	-	0,2	1,5
7.5	Адиабатное течение, располагаемая работа. Скорость звука. Сопла, изменение скорости течения вдоль сопла. Истечение из суживающегося сопла.	2,5	0,6	-	0,2	1,7
7.6	Расход газа при истечении из суживающегося сопла, максимальный расход, критическая скорость, скорость звука. Зависимость скорости и расхода от отношения начального и конечного давлений.	2,3	0,6	-	0,2	1,5
7.7	Переход через скорость звука, число Маха. Комбинированное сопло Лаваля. Истечение реальных газов и паров. Расчет истечения с помощью h,S - диаграммы. Истечение с учетом необратимости.	2,2	0,5	-	-	1,7
8.	**Циклы паротурбинных установок**	**33,5**	**10**	**11**	**1**	**11,5**
8.1	Основные положения и принцип действия. Цикл установки (цикл Ренкина).	7,7	2,0	3,0	0,2	2,5
8.2	Цикл с насыщенным паром, представление цикла в P,V и T,S - диаграммах.	7,8	2,0	2,5	0,3	3,0
8.3	Цикл с перегретым паром, представленный в P,V и T,S - диаграммах.	7,8	2,0	2,5	0,3	3,0
8.4	Анализ циклов с насыщенным и пе-	8,2	2,0	3,0	0,2	3,0

	регретым паром.					
9.	**Тепловой и энергетический балансы паротурбинной установки**	**21,5**	**8**	**-**	**2**	**11,5**
9.1	Анализ цикла Ренкина с учетом необратимых потерь. КПД паротурбинной установки. Удельные расходы пара и тепла.	3,8	1,0	-	0,5	2,3
9.2	Регенеративные циклы. Схема регенеративного подогрева с отводом пара. Изображение цикла в T,S - диаграмме. Термический КПД регенеративного цикла.	4,3	1,5	-	0,5	2,3
9.3	Основы теплофикации. Комбинированные циклы. Преимущества и недостатки водяного пара как рабочего тела.	5,3	2,0	-	1,0	2,3
9.4	Бинарный цикл и его КПД. Схема бинарной ПТУ.	3,8	1,5	-	-	2,3
9.5	Парогазовые циклы, их термический КПД. Циклы АЭС. Свойства теплоносителей АЭС. Цикл насыщенного пара. Циклы для высокотемпературных установок.	4,3	2,0	-	-	2,3
10.	**Газовые циклы**	**26,5**	**8**	**6**	**1**	**11,5**
10.1	Газотурбинные установки - общие принципы действия.	4,0	1,0	1,0	-	2,0
10.2	Цикл с изобарным подводом тепла (адиабатное и изотермическое сжатие).	4,2	1,5	1,0	0,2	1,5
10.3	Термический КПД идеального цикла. Действительный цикл и его КПД. Методы повышения КПД циклов ГТУ.	4,2	1,5	1,0	0,2	1,5
10.4	Цикл с регенерацией и изобарный подвод тепла (адиабатное и изотермическое сжатие).	4,2	1,5	1,0	0,2	1,5
10.5	Многоступенчатое сжатие и многоступенчатый подвод тепла.	3,7	1,0	1,0	0,2	1,5
10.6	Цикл с изохорным подводом тепла. Замкнутые циклы, рабочие тела замкнутых систем ГТУ.	4,2	1,5	1,0	0,2	1,5
11.	**Схемы, циклы и термический КПД двигателей и холодильных установок**	**30,5**	**10**	**5**	**4**	**11,5**
11.1	Прямые и обратные циклы. Понятие горячего и холодного источника.	1,5	0,5	-	-	1,0
11.2	Обратимые циклы. Среднетермодинамическая температура подвода и отвода тепла в цикле. Обратимые циклы, внешняя и внутренняя необратимость. Внутренний КПД цикла.	3,0	1,0	-	0,5	1,5
11.3	Методы повышения КПД циклов - регенерация, ступенчатый подвод тепла, ступенчатый отвод тепла. Ра-	2,5	1,0	-	0,5	1,0

	бота одноступенчатого компрессора.					
11.4	Индикаторная диаграмма. Изотермическое, адиабатное, политропное сжатие.	2,0	0,5	-	0,5	1,0
11.5	Принцип применения многоступенчатого компрессора. Изображение в P,V и T,S - диаграммах процессов в компрессоре. Необратимое сжатие.	2,5	1,0	-	0,5	1,0
11.6	Центробежный компрессор. Поршневые двигатели внутреннего сгорания, общие принципы действия. Индикаторная диаграмма.	2,5	1,0	-	0,5	1,0
11.7	Циклы с изохорным, изобарным, смешанным подводом тепла. Анализ КПД циклов по средним температурам подвода и отвода тепла.	2,5	1,0	-	0,5	1,0
11.8	Обратный цикл Карно, холодильный коэффициент. Схема и цикл воздушной холодильной установки.	3,5	1,0	1,0	0,5	1,0
11.9	Термодинамические свойства рабочих тел парокомпрессионных холодильных установок. Схема, цикл и холодильный коэффициент парокомпрессионной установки.	4,5	1,0	2,0	0,5	1,0
11.10	Цикл пароэжекторной установки. Схема и принцип работы абсорбционной установки.	3,0	1,0	1,0	-	1,0
11.11	Цикл теплового насоса термотрансформатора. Методы сжижения газов.	3,0	1,0	1,0	-	1,0
12.	**Эксергетический анализ циклов**	**15,5**	**4**	**-**	**-**	**11,5**
12.1	Эксергия как мера работоспособности. Эксергия потока и тепла. Эксергия неподвижного рабочего тела.	4,5	1	-	-	3,5
12.2	Эксергетические диаграммы. Эксергетический КПД. Эксергетический метод расчета потерь.	6,0	2	-	-	4,0
12.3	Формула Гюи-Стодолы. Понятия эксергии и анергии.	5,0	1	-	-	4,0
13.	**Основы химической термодинамики; Основы термодинамики необратимых процессов**	**15,5**	**4**	**-**	**-**	**11,5**
13.1	Два способа расчета термодинамических свойств гомогенных бинарных растворов.	1,2	0,3	-	-	0,9
13.2	Растворимость и зона несмесимости. Объемные и тепловые эффекты растворения.	1,2	0,3	-	-	0,9
13.3	Правило смешения и прямая смешения. Фазовые диаграммы T-N, P-N и P,T. Положение кривых конденсации и кипения при различных давлениях.	1,2	0,3	-	-	0,9

13.4	Азеотропные растворы. Расчет фазовых равновесий. Коэффициенты активности компонентов.	1,2	0,3	-	-	0,9
13.5	Построение h-N и S-N - диаграмм раствора. Термодинамические процессы с растворами (изобарные, адиабатного дросселирования, непрерывного парообразования, абсорбции и др.).	1,3	0,4	-	-	0,9
13.6	Комбинированные процессы (дистилляция с дефлегмацией, ректификация). Расчеты процессов по диаграммам h-N и S-N.	1,2	0,3	-	-	0,9
13.7	Первый закон термодинамики в термохимии. Тепловой эффект реакции. Закон Гесса и его следствия.	1,3	0,4	-	-	0,9
13.8	Зависимость теплового эффекта реакции от температуры. Стандартный тепловой эффект.	1,2	0,3	-	-	0,9
13.9	Второй закон термодинамики в термохимии. Закон действующих масс. Константа равновесия. Степень диссоциации.	1,3	0,4	-	-	0,9
13.10	Термодинамические свойства диссоциирующих газов. Свободная энергия и изобарный потенциал. Химический потенциал.	1,2	0,3	-	-	0,9
13.11	Уравнение максимальной работы Гиббса-Гельмгольца. Константа равновесия и максимальная работа реакции. Зависимость константы равновесия от давления и температуры.	1,3	0,4	-	-	0,9
13.12	Влияние температуры на скорость химической реакции. Абсолютная энтропия. Стандартные значения термодинамических функций веществ.	1,0	0,3	-	-	0,7
	ИТОГО	**288**	**70**	**51**	**18**	**149**

- для заочной формы обучения:

№ раздела и темы	Наименование раздела и тема дисциплины	Трудоемкость, (час.)	Виды учебных занятий, включая самостоятельную работу обучающихся и трудоемкость; (час.)			
			учебные занятия			самостоятельная работа обучающихся
			лекции	лабораторные работы	практические занятия	
1	2	3	4	5	6	7
1.	**Первый закон термодинамики**	**26,5**	**1,0**	**2,0**	**2,0**	**21,5**
1.1	Техническая термодинамика как теоретическая основа теплоэнергетики. Предмет и метод термодинамики.	1,8	0,1	-	-	1,7
1.2	Термодинамическая система и окружающая среда. Равновесные и неравновесные состояния. Параметры состояния. Уравнение состояния, термодинамическая поверхность.	2,7	0,1	0,4	-	2,2
1.3	Понятие теплового равновесия, первый закон термодинамики. Потенциалы и координаты термодинамических взаимодействий. Температура, энтропия.	2,7	0,1	0,4	-	2,2
1.4	Первый закон термодинамики как закон сохранения энергии. Теплота, опыт Джоуля, эквивалентность теплоты и работы.	2,8	0,1	-	0,4	2,2
1.5	Соотношения между единицами работы и тепла. Работа расширения как функция процесса. Внутренняя энергия как функция состояния. Понятие полного и неполного дифференциалов.	2,7	0,1	-	0,4	2,2
1.6	Аналитическое выражение первого закона термодинамики через внутреннюю энергию. Формулировки первого закона термодинамики. Теплота как функция процесса.	2,3	0,1	-	-	2,2
1.7	Вечный двигатель первого рода. Эн-тальпия как функция состояния. Аналитическое выражение первого закона термодинамики через энтальпию.	2,3	0,1	-	-	2,2
1.8	Понятие идеального газа. Термическое уравнение состояния идеального газа. Закон Авогадро и его следствия. Уравнение Менделеева-	3,1	0,1	0,4	0,4	2,2

	Клапейрона. Теплоемкость, истинная и средняя теплоемкость, Ср и Cv. Формула Майера.					
1.9	Молекулярно-кинетическая и квантовая теория теплоемкости. Основные термодинамические процессы идеальных газов (изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный).	3,1	0,1	0,4	0,4	2,2
1.10	Политропные процессы и их анализ. Таблицы термических и калорических свойств идеальных газов.	3,1	0,1	0,4	0,4	2,2
2.	**Второй закон термодинамики**	**26,5**	**1**	**2**	**2**	**21,5**
2.1	Обратимые и необратимые процессы. Формулировки второго закона.	3,6	0,1	-	-	3,5
2.2	Термодинамические циклы. Термический КПД и холодильный коэффициент. Прямые и обратные циклы. Цикл Карно и его термический КПД. Теорема Карно.	5,2	0,2	0,4	1,0	3,6
2.3	Энтропия, интеграл Клаузиуса. T-S - диаграмма и ее свойства. Термодинамические циклы в T,S - диаграмме.	5,2	0,2	0,4	1,0	3,6
2.4	Таблицы энтропии идеальных газов. Изменение энтропии в необратимых процессах. Объединенное уравнение первого и второго законов для обратимых и необратимых процессов.	4,2	0,2	0,4	-	3,6
2.5	Обратимость и производство работы (полезная работа, максимально полезная работа системы, тепла). Энтропия. Энтропийный метод расчета потерь работоспособности. Метод КПД в анализе необратимых циклов. Сравнительный анализ методов.	4,2	0,2	0,4	-	3,6
2.6	Основные математические методы. Соотношения Максвелла. Частные производные внутренней эксергии, энтропии, энтальпии, теплоемкости.	4,2	0,2	0,4	-	3,6
3.	**Реальные газы**	**21,9**	**0,9**	**-**	**-**	**21,0**
3.1	Гомогенные и гетерогенные системы. Понятие стабильного, лабильного метастабильного состояний.	7,3	0,3	-	-	7,0
3.2	Термодинамические условия равновесия при различных условиях взаимодействий системы с окружающей средой. Характеристические функции и взаимосвязь между ними.	7,3	0,3	-	-	7,0
3.3	Закрытые и открытые системы, химический потенциал и его свойства	7,3	0,3	-	-	7,0

	для характеристики открытых систем.					
4.	**Водяной пар**	**26,5**	**1**	**2**	**2**	**21,5**
4.1	Основные понятия и определения (парообразование, испарение, кипение, конденсация, сублимация, десублимация).	5,3	0,2	0,4	0,4	4,3
4.2	Насыщенная жидкость, влажный пар, сухой насыщенный пар, перегретый пар, степень сухости.	5,3	0,2	0,4	0,4	4,3
4.3	Закон Дальтона, способы заданий состава смеси. Уравнение состояния смеси идеальных газов. Средняя молекулярная масса газовой смеси.	5,3	0,2	0,4	0,4	4,3
4.4	Влажный воздух - основные понятия. Влагосодержание, абсолютная и относительная влажность, степень насыщения, точка росы. Энтальпия влажного воздуха. Температура мокрого термометра, психрометр.	5,3	0,2	0,4	0,4	4,3
4.5	H, d - диаграмма, процессы во влажном воздухе.	5,3	0,2	0,4	0,4	4,3
5.	**Термодинамические свойства реальных газов**	**22,4**	**0,9**	**-**	**-**	**21,5**
5.1	Условия термодинамической устойчивости. Устойчивость фаз.	4,4	0,1	-	-	4,3
5.2	Условия фазового равновесия. Правило фаз Гиббса. Фазовые переходы первого и второго рода. Фазовая P,T - диаграмма, характеристика точки фазовой диаграммы.	4,5	0,2	-	-	4,3
5.3	Аномалия в поведении веществ. Уравнение Клапейрона-Клаузиуса. Теплота фазового перехода. Фазовые переходы, "жидкость-пар", "твердое тело-жидкость", "твердое тело-пар". Изображение кривых фазовых равновесий двух и трехфазных областей в P-V; T-V; T-S диаграммах.	4,5	0,2	-	-	4,3
5.4	Свойства веществ на линии фазовых переходов. Двухфазные системы. Уравнение Ван-дер-Ваальса. Вириальная форма уравнения состояния.	4,5	0,2	-	-	4,3
5.5	P,V,P - зависимость реальных газов. Коэффициент сжимаемости. Метод термодинамического подобия.	4,5	0,2	-	-	4,3
6.	**PV - диаграмма**	**22,4**	**0,9**	**-**	**-**	**21,5**
6.1	Особенности P-V - диаграммы водяного пара.	11,0	0,5	-	-	10,5
6.2	Удельный объем, энтальпия, энтропия воды, влажного, сухого, насыщенного и перегретого пара.	11,4	0,4	-	-	11,0

7.	**Таблицы термодинамических свойств веществ. Истечения из сопел; дросселирование**	**22,4**	**0,9**	**-**	**-**	**21,5**
7.1	Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. T-S; h-S -диаграммы воды и водяного пара.	3,2	0,1	-	-	3,1
7.2	Процесс дросселирования. Дифференциальный дроссель-эффект, температура инверсии, кривая инверсии. Физическая сущность эффекта Джоуля-Томсона. Интегральный дроссель-эффект.	3,2	0,1	-	-	3,1
7.3	Адиабатное расширение реального газа. Потери эксергии в процессе адиабатного расширения. Потери эксергии при дросселировании. Расчет процесса дросселирования водяного пара в h,S - диаграмме.	3,3	0,2	-	-	3,1
7.4	Основные уравнения истечения. Уравнение сплошности, движения, уравнение состояния. Уравнение первого закона для потока.	3,2	0,1	-	-	3,1
7.5	Адиабатное течение, располагаемая работа. Скорость звука. Сопла, изменение скорости течения вдоль сопла. Истечение из суживающегося сопла.	3,1	0,1	-	-	3,0
7.6	Расход газа при истечении из суживающегося сопла, максимальный расход, критическая скорость, скорость звука. Зависимость скорости и расхода от отношения начального и конечного давлений.	3,2	0,1	-	-	3,1
7.7	Переход через скорость звука, число Маха. Комбинированное сопло Лаваля. Истечение реальных газов и паров. Расчет истечения с помощью h,S - диаграммы. Истечение с учетом необратимости.	3,2	0,1	-	-	3,1
8.	**Циклы паротурбинных установок**	**27,4**	**0,9**	**2**	**3**	**21,5**
8.1	Основные положения и принцип действия. Цикл установки (цикл Ренкина).	6,9	0,2	0,5	0,8	5,4
8.2	Цикл с насыщенным паром, представление цикла в P,V и T,S - диаграммах.	6,9	0,2	0,5	0,8	5,4
8.3	Цикл с перегретым паром, представленный в P,V и T,S - диаграммах.	6,8	0,2	0,5	0,7	5,4
8.4	Анализ циклов с насыщенным и перегретым паром.	6,8	0,3	0,5	0,7	5,3
9.	**Тепловой и энергетический балансы паротурбинной установки**	**25,4**	**0,9**	**-**	**3**	**21,5**

9.1	Анализ цикла Ренкина с учетом необратимых потерь. КПД паротурбинной установки. Удельные расходы пара и тепла.	5,5	0,2	-	1,0	4,3
9.2	Регенеративные циклы. Схема регенеративного подогрева с отводом пара. Изображение цикла в T,S - диаграмме. Термический КПД регенеративного цикла.	5,5	0,2	-	1,0	4,3
9.3	Основы теплофикации. Комбинированные циклы. Преимущества и недостатки водяного пара как рабочего тела.	5,5	0,2	-	1,0	4,3
9.4	Бинарный цикл и его КПД. Схема бинарной ПТУ.	4,4	0,1	-	-	4,3
9.5	Парогазовые циклы, их термический КПД. Циклы АЭС. Свойства теплоносителей АЭС. Цикл насыщенного пара. Циклы для высокотемпературных установок.	4,5	0,2	-	-	4,3
10.	**Газовые циклы**	**22,4**	**0,9**	**-**	**-**	**21,5**
10.1	Газотурбинные установки - общие принципы действия.	3,6	0,1	-	-	3,5
10.2	Цикл с изобарным подводом тепла (адиабатное и изотермическое сжатие).	3,8	0,2	-	-	3,6
10.3	Термический КПД идеального цикла. Действительный цикл и его КПД. Методы повышения КПД циклов ГТУ.	3,8	0,2	-	-	3,6
10.4	Цикл с регенерацией и изобарный подвод тепла (адиабатное и изотермическое сжатие).	3,8	0,2	-	-	3,6
10.5	Многоступенчатое сжатие и многоступенчатый подвод тепла.	3,7	0,1	-	-	3,6
10.6	Цикл с изохорным подводом тепла. Замкнутые циклы, рабочие тела замкнутых систем ГТУ.	3,7	0,1	-	-	3,6
11.	**Схемы, циклы и термический КПД двигателей и холодильных установок**	**26,4**	**0,9**	**2**	**2**	**21,5**
11.1	Прямые и обратные циклы. Понятие горячего и холодного источника.	1,5	-	-	-	1,5
11.2	Обратимые циклы. Среднетермодинамическая температура подвода и отвода тепла в цикле. Обратимые циклы, внешняя и внутренняя необратимость. Внутренний КПД цикла.	2,1	0,1	-	-	2,0
11.3	Методы повышения КПД циклов - регенерация, ступенчатый подвод тепла, ступенчатый отвод тепла. Работа одноступенчатого компрессора.	2,1	0,1	-	-	2,0
11.4	Индикаторная диаграмма. Изотер-	2,1	0,1	-	-	2,0

	мическое, адиабатное, политропное сжатие.					
11.5	Принцип применения многоступенчатого компрессора. Изображение в P,V и T,S - диаграммах процессов в компрессоре. Необратимое сжатие.	2,5	0,1	-	0,4	2,0
11.6	Центробежный компрессор. Поршневые двигатели внутреннего сгорания, общие принципы действия. Индикаторная диаграмма.	2,5	0,1	-	0,4	2,0
11.7	Циклы с изохорным, изобарным, смешанным подводом тепла. Анализ КПД циклов по средним температурам подвода и отвода тепла.	2,5	0,1	-	0,4	2,0
11.8	Обратный цикл Карно, холодильный коэффициент. Схема и цикл воздушной холодильной установки.	3,0	0,1	0,5	0,4	2,0
11.9	Термодинамические свойства рабочих тел парокомпрессионных холодильных установок. Схема, цикл и холодильный коэффициент парокомпрессионной установки.	3,0	0,1	0,5	0,4	2,0
11.10	Цикл пароэжекторной установки. Схема и принцип работы абсорбционной установки.	2,6	0,1	0,5	-	2,0
11.11	Цикл теплового насоса термотрансформатора. Методы сжижения газов.	2,5	-	0,5	-	2,0
12.	**Эксергетический анализ циклов**	**22,4**	**0,9**	**-**	**-**	**21,5**
12.1	Эксергия как мера работоспособности. Эксергия потока и тепла. Эксергия неподвижного рабочего тела.	7,8	0,3	-	-	7,5
12.2	Эксергетические диаграммы. Эксергетический КПД. Эксергетический метод расчета потерь.	7,3	0,3	-	-	7,0
12.3	Формула Гюи-Стодолы. Понятия эксергии и анергии.	7,3	0,3	-	-	7,0
13.	**Основы химической термодинамики; Основы термодинамики необратимых процессов**	**22,4**	**0,9**	**-**	**-**	**21,5**
13.1	Два способа расчета термодинамических свойств гомогенных бинарных растворов.	1,8	0,1	-	-	1,7
13.2	Растворимость и зона несмесимости. Объемные и тепловые эффекты растворения.	1,9	0,1	-	-	1,8
13.3	Правило смешения и прямая смешения. Фазовые диаграммы T-N, P-N и P,T. Положение кривых конденсации и кипения при различных давлениях.	1,9	0,1	-	-	1,8
13.4	Азеотропные растворы. Расчет фазовых равновесий. Коэффициенты активности компонентов.	1,9	0,1	-	-	1,8

13.5	Построение h-N и S-N - диаграмм раствора. Термодинамические процессы с растворами (изобарные, адиабатного дросселирования, непрерывного парообразования, абсорбции и др.).	1,9	0,1	-	-	1,8
13.6	Комбинированные процессы (дистилляция с дефлегмацией, ректификация). Расчеты процессов по диаграммам h-N и S-N.	1,9	0,1	-	-	1,8
13.7	Первый закон термодинамики в термохимии. Тепловой эффект реакции. Закон Гесса и его следствия.	1,9	0,1	-	-	1,8
13.8	Зависимость теплового эффекта реакции от температуры. Стандартный тепловой эффект.	1,9	0,1	-	-	1,8
13.9	Второй закон термодинамики в термохимии. Закон действующих масс. Константа равновесия. Степень диссоциации.	1,9	0,1	-	-	1,8
13.10	Термодинамические свойства диссоциирующих газов. Свободная энергия и изобарный потенциал. Химический потенциал.	1,8	-	-	-	1,8
13.11	Уравнение максимальной работы Гиббса-Гельмгольца. Константа равновесия и максимальная работа реакции. Зависимость константы равновесия от давления и температуры.	1,8	-	-	-	1,8
13.12	Влияние температуры на скорость химической реакции. Абсолютная энтропия. Стандартные значения термодинамических функций веществ.	1,8	-	-	-	1,8
	ИТОГО	**315**	**12**	**10**	**14**	**279**

- для заочной формы обучения (ускоренное обучение)**:**

№ раздела и темы	***Наименование раздела и тема дисциплины***	***Трудоемкость, (час.)***	***Виды учебных занятий, включая самостоятельную работу обучающихся и трудоемкость; (час.)***			
			учебные занятия			***самостоятельная работа обучающихся***
			лекции	***лабораторные работы***	***практические занятия***	
1	2	3	4	5	6	7
1.	**Первый закон термодинамики**	**19,8**	**0,8**	**1**	**1**	**17**
1.1	Техническая термодинамика как теоретическая основа теплоэнергетики. Предмет и метод термодина-	1,05	0,05	-	-	1,0

	мики.					
1.2	Термодинамическая система и окружающая среда. Равновесные и неравновесные состояния. Параметры состояния. Уравнение состояния, термодинамическая поверхность.	1,3	0,1	0,2	-	1,0
1.3	Понятие теплового равновесия, первый закон термодинамики. Потенциалы и координаты термодинамических взаимодействий. Температура, энтропия.	1,3	0,1	0,2	-	1,0
1.4	Первый закон термодинамики как закон сохранения энергии. Теплота, опыт Джоуля, эквивалентность теплоты и работы.	2,3	0,1	-	0,2	2,0
1.5	Соотношения между единицами работы и тепла. Работа расширения как функция процесса. Внутренняя энергия как функция состояния. Понятие полного и неполного дифференциалов.	2,3	0,1	-	0,2	2,0
1.6	Аналитическое выражение первого закона термодинамики через внутреннюю энергию. Формулировки первого закона термодинамики. Теплота как функция процесса.	2,1	0,1	-	-	2,0
1.7	Вечный двигатель первого рода. Эн-тальпия как функция состояния. Аналитическое выражение первого закона термодинамики через энтальпию.	2,05	0,05	-	-	2,0
1.8	Понятие идеального газа. Термическое уравнение состояния идеального газа. Закон Авогадро и его следствия. Уравнение Менделеева-Клапейрона. Теплоемкость, истинная и средняя теплоемкость, Ср и Cv. Формула Майера.	2,5	0,1	0,2	0,2	2,0
1.9	Молекулярно-кинетическая и квантовая теория теплоемкости. Основные термодинамические процессы идеальных газов (изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный).	2,5	0,1	0,2	0,2	2,0
1.10	Политропные процессы и их анализ. Таблицы термических и калорических свойств идеальных газов.	2,4	-	0,2	0,2	2,0
2.	**Второй закон термодинамики**	**19,6**	**0,6**	**-**	**2**	**17**
2.1	Обратимые и необратимые процессы. Формулировки второго закона.	2,5	0,1	-	-	2,4
2.2	Термодинамические циклы. Термический КПД и холодильный коэффициент. Прямые и обратные цик-	3,3	0,1	-	1,0	2,2

	лы. Цикл Карно и его термический КПД. Теорема Карно.					
2.3	Энтропия, интеграл Клаузиуса. T-S - диаграмма и ее свойства. Термодинамические циклы в T,S - диаграмме.	3,5	0,1	-	1,0	2,4
2.4	Таблицы энтропии идеальных газов. Изменение энтропии в необратимых процессах. Объединенное уравнение первого и второго законов для обратимых и необратимых процессов.	3,5	0,1	-	-	3,4
2.5	Обратимость и производство работы (полезная работа, максимально полезная работа системы, тепла). Энтропия. Энтропийный метод расчета потерь работоспособности. Метод КПД в анализе необратимых циклов. Сравнительный анализ методов.	3,5	0,1	-	-	3,4
2.6	Основные математические методы. Соотношения Максвелла. Частные производные внутренней эксергии, энтропии, энтальпии, теплоемкости.	3,3	0,1	-	-	3,2
3.	**Реальные газы**	**17,7**	**0,7**	**-**	**-**	**17**
3.1	Гомогенные и гетерогенные системы. Понятие стабильного, лабильного метастабильного состояний.	6,2	0,2	-	-	6,0
3.2	Термодинамические условия равновесия при различных условиях взаимодействий системы с окружающей средой. Характеристические функции и взаимосвязь между ними.	5,3	0,3	-	-	5,0
3.3	Закрытые и открытые системы, химический потенциал и его свойства для характеристики открытых систем.	6,2	0,2	-	-	6,0
4.	**Водяной пар**	**19,6**	**0,6**	**1**	**1**	**17**
4.1	Основные понятия и определения (парообразование, испарение, кипение, конденсация, сублимация, десублимация).	3,5	0,1	0,2	0,2	3,0
4.2	Насыщенная жидкость, влажный пар, сухой насыщенный пар, перегретый пар, степень сухости.	3,5	0,1	0,2	0,2	3,0
4.3	Закон Дальтона, способы заданий состава смеси. Уравнение состояния смеси идеальных газов. Средняя молекулярная масса газовой смеси.	3,5	0,1	0,2	0,2	3,0
4.4	Влажный воздух - основные понятия. Влагосодержание, абсолютная и относительная влажность, степень насыщения, точка росы. Энтальпия	4,5	0,1	0,2	0,2	4,0

	влажного воздуха. Температура мокрого термометра, психрометр.					
4.5	H, d - диаграмма, процессы во влажном воздухе.	4,6	0,2	0,2	0,2	4,0
5.	**Термодинамические свойства реальных газов**	**17,6**	**0,6**	**-**	**-**	**17**
5.1	Условия термодинамической устойчивости. Устойчивость фаз.	3,1	0,1	-	-	3,0
5.2	Условия фазового равновесия. Правило фаз Гиббса. Фазовые переходы первого и второго рода. Фазовая P,T - диаграмма, характеристика точки фазовой диаграммы.	3,1	0,1	-	-	3,0
5.3	Аномалия в поведении веществ. Уравнение Клапейрона-Клаузиуса. Теплота фазового перехода. Фазовые переходы, "жидкость-пар", "твердое тело-жидкость", "твердое тело-пар". Изображение кривых фазовых равновесий двух и трехфазных областей в P-V; T-V; T-S диаграммах.	3,1	0,1	-	-	3,0
5.4	Свойства веществ на линии фазовых переходов. Двухфазные системы. Уравнение Ван-дер-Ваальса. Вириальная форма уравнения состояния.	4,1	0,1	-	-	4,0
5.5	P,V,P - зависимость реальных газов. Коэффициент сжимаемости. Метод термодинамического подобия.	4,2	0,2	-	-	4,0
6.	**PV - диаграмма**	**17,6**	**0,6**	**-**	**-**	**17**
6.1	Особенности P-V - диаграммы водяного пара.	9,3	0,3	-	-	9,0
6.2	Удельный объем, энтальпия, энтропия воды, влажного, сухого, насыщенного и перегретого пара.	8,3	0,3	-	-	8,0
7.	**Таблицы термодинамических свойств веществ. Истечения из сопел; дросселирование**	**17,7**	**0,7**	**-**	**-**	**17**
7.1	Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. T-S; h-S -диаграммы воды и водяного пара.	2,5	0,1	-	-	2,4
7.2	Процесс дросселирования. Дифференциальный дроссель-эффект, температура инверсии, кривая инверсии. Физическая сущность эффекта Джоуля-Томсона. Интегральный дроссель-эффект.	2,6	0,1	-	-	2,5
7.3	Адиабатное расширение реального газа. Потери эксергии в процессе адиабатного расширения. Потери эксергии при дросселировании. Расчет процесса дросселирования	2,6	0,1	-	-	2,5

	водяного пара в h,S - диаграмме.					
7.4	Основные уравнения истечения. Уравнение сплошности, движения, уравнение состояния. Уравнение первого закона для потока.	2,5	0,1	-	-	2,4
7.5	Адиабатное течение, располагаемая работа. Скорость звука. Сопла, изменение скорости течения вдоль сопла. Истечение из суживающегося сопла.	2,5	0,1	-	-	2,4
7.6	Расход газа при истечении из суживающегося сопла, максимальный расход, критическая скорость, скорость звука. Зависимость скорости и расхода от отношения начального и конечного давлений.	2,5	0,1	-	-	2,4
7.7	Переход через скорость звука, число Маха. Комбинированное сопло Лаваля. Истечение реальных газов и паров. Расчет истечения с помощью h,S - диаграммы. Истечение с учетом необратимости.	2,5	0,1	-	-	2,4
8.	**Циклы паротурбинных установок**	**21,6**	**0,6**	**2**	**2**	**17**
8.1	Основные положения и принцип действия. Цикл установки (цикл Ренкина).	5,6	0,1	0,5	0,5	4,5
8.2	Цикл с насыщенным паром, представление цикла в P,V и T,S - диаграммах.	5,6	0,1	0,5	0,5	4,5
8.3	Цикл с перегретым паром, представленный в P,V и T,S - диаграммах.	5,7	0,2	0,5	0,5	4,5
8.4	Анализ циклов с насыщенным и перегретым паром.	6,7	0,2	0,5	0,5	5,5
9.	**Тепловой и энергетический балансы паротурбинной установки**	**17,5**	**0,5**	**-**	**-**	**17**
9.1	Анализ цикла Ренкина с учетом необратимых потерь. КПД паротурбинной установки. Удельные расходы пара и тепла.	3,1	0,1	-	-	3,0
9.2	Регенеративные циклы. Схема регенеративного подогрева с отводом пара. Изображение цикла в T,S - диаграмме. Термический КПД регенеративного цикла.	3,1	0,1	-	-	3,0
9.3	Основы теплофикации. Комбинированные циклы. Преимущества и недостатки водяного пара как рабочего тела.	3,1	0,1	-	-	3,0
9.4	Бинарный цикл и его КПД. Схема бинарной ПТУ.	3,1	0,1	-	-	3,0
9.5	Парогазовые циклы, их термический КПД. Циклы АЭС. Свойства теплоносителей АЭС. Цикл насы-	5,1	0,1	-	-	5,0

	щенного пара. Циклы для высокотемпературных установок.					
10.	**Газовые циклы**	**17,5**	**0,5**	**-**	**-**	**17**
10.1	Газотурбинные установки - общие принципы действия.	2,6	0,1	-	-	2,5
10.2	Цикл с изобарным подводом тепла (адиабатное и изотермическое сжатие).	2,6	0,1	-	-	2,5
10.3	Термический КПД идеального цикла. Действительный цикл и его КПД. Методы повышения КПД циклов ГТУ.	2,6	0,1	-	-	2,5
10.4	Цикл с регенерацией и изобарный подвод тепла (адиабатное и изотермическое сжатие).	2,7	0,2	-	-	2,5
10.5	Многоступенчатое сжатие и многоступенчатый подвод тепла.	3,6	0,1	-	-	3,5
10.6	Цикл с изохорным подводом тепла. Замкнутые циклы, рабочие тела замкнутых систем ГТУ.	3,6	0,1	-	-	3,5
11.	**Схемы, циклы и термический КПД двигателей и холодильных установок**	**19,6**	**0,6**	**2**	**-**	**17**
11.1	Прямые и обратные циклы. Понятие горячего и холодного источника.	1,5	-	-	-	1,5
11.2	Обратимые циклы. Среднетермодинамическая температура подвода и отвода тепла в цикле. Обратимые циклы, внешняя и внутренняя необратимость. Внутренний КПД цикла.	1,05	0,05	-	-	1,0
11.3	Методы повышения КПД циклов - регенерация, ступенчатый подвод тепла, ступенчатый отвод тепла. Работа одноступенчатого компрессора.	1,05	0,05	-	-	1,0
11.4	Индикаторная диаграмма. Изотермическое, адиабатное, политропное сжатие.	1,05	0,05	-	-	1,0
11.5	Принцип применения многоступенчатого компрессора. Изображение в P,V и T,S - диаграммах процессов в компрессоре. Необратимое сжатие.	1,05	0,05	-	-	1,0
11.6	Центробежный компрессор. Поршневые двигатели внутреннего сгорания, общие принципы действия. Индикаторная диаграмма.	2,05	0,05	-	-	2,0
11.7	Циклы с изохорным, изобарным, смешанным подводом тепла. Анализ КПД циклов по средним температурам подвода и отвода тепла.	2,05	0,05	-	-	2,0
11.8	Обратный цикл Карно, холодильный коэффициент. Схема и цикл воздушной холодильной установки.	2,1	0,1	0,5	-	1,5
11.9	Термодинамические свойства рабо-	2,1	0,1	0,5	-	1,5

	чих тел парокомпрессионных холодильных установок. Схема, цикл и холодильный коэффициент парокомпрессионной установки.					
11.10	Цикл пароэжекторной установки. Схема и принцип работы абсорбционной установки.	2,6	0,1	0,5	-	2,0
11.11	Цикл теплового насоса термотрансформатора. Методы сжижения газов.	3,0	-	0,5	-	2,5
12.	**Эксергетический анализ циклов**	**17,6**	**0,6**	**-**	**-**	**17**
12.1	Эксергия как мера работоспособности. Эксергия потока и тепла. Эксергия неподвижного рабочего тела.	5,2	0,2	-	-	5,0
12.2	Эксергетические диаграммы. Эксергетический КПД. Эксергетический метод расчета потерь.	6,2	0,2	-	-	6,0
12.3	Формула Гюи-Стодолы. Понятия эксергии и анергии.	6,2	0,2	-	-	6,0
13.	**Основы химической термодинамики; Основы термодинамики необратимых процессов**	**19,6**	**0,6**	**-**	**-**	**19**
13.1	Два способа расчета термодинамических свойств гомогенных бинарных растворов.	0,7	-	-	-	0,7
13.2	Растворимость и зона несмесимости. Объемные и тепловые эффекты растворения.	0,175	0,05	-	-	0,7
13.3	Правило смешения и прямая смешения. Фазовые диаграммы T-N, P-N и P,T. Положение кривых конденсации и кипения при различных давлениях.	1,85	0,05	-	-	1,8
13.4	Азеотропные растворы. Расчет фазовых равновесий. Коэффициенты активности компонентов.	1,75	0,05	-	-	1,7
13.5	Построение h-N и S-N - диаграмм раствора. Термодинамические процессы с растворами (изобарные, адиабатного дросселирования, непрерывного парообразования, абсорбции и др.).	1,85	0,05	-	-	1,8
13.6	Комбинированные процессы (дистилляция с дефлегмацией, ректификация). Расчеты процессов по диаграммам h-N и S-N.	1,85	0,05	-	-	1,8
13.7	Первый закон термодинамики в термохимии. Тепловой эффект реакции. Закон Гесса и его следствия.	1,75	0,05	-	-	1,7
13.8	Зависимость теплового эффекта реакции от температуры. Стандартный тепловой эффект.	1,8	0,1	-	-	1,7
13.9	Второй закон термодинамики в термохимии. Закон действующих	1,8	0,1	-	-	1,7

	масс. Константа равновесия. Степень диссоциации.					
13.10	Термодинамические свойства диссоциирующих газов. Свободная энергия и изобарный потенциал. Химический потенциал.	1,8	0,1	-	-	1,7
13.11	Уравнение максимальной работы Гиббса-Гельмгольца. Константа равновесия и максимальная работа реакции. Зависимость константы равновесия от давления и температуры.	1,8	-	-	-	1,8
13.12	Влияние температуры на скорость химической реакции. Абсолютная энтропия. Стандартные значения термодинамических функций веществ.	1,8	-	-	-	1,8
	ИТОГО	**243**	**8**	**6**	**6**	**223**

4.2. Содержание дисциплины, структурированное по разделам и темам

№ раздела и темы	*Наименование раздела и темы дисциплины*	*Содержание лекционных занятий*	*Вид занятия в интерактивной, активной, инновационной формах, (час.)*
1	**2**	**3**	**4**
1.	**Первый закон термодинамики** (лекция – пресс-конференция)		
1.1	Техническая термодинамика как теоретическая основа теплоэнергетики. Предмет и метод термодинамики.	*Термодинамика* изучает законы превращения энергии в различных процессах, происходящих в макроскопических системах и сопровождающихся тепловыми эффектами. Макроскопической системой называется любой материальный объект, состоящий из большого числа частиц. Размеры макроскопических систем несоизмеримо больше размеров молекул и атомов. В зависимости от задач исследования рассматривают техническую или химическую термодинамику, термодинамику биологических систем и т. д. *Техническая термодинамика* изучает закономерности взаимного превращения тепловой и механической энергии и свойства тел, участвующих в этих превращениях. Вместе с теорией теплообмена она является теоретическим фундаментом теплотехники. На ее основе осуществляют расчет и проектирование всех тепловых двигателей, а также всевозможного технологического оборудования.	лекция – пресс-конференция (0,4 час.)
1.2	Термодинамическая система и окружающая среда. Равновесные и неравновесные состояния. Параметры состояния. Уравнение состояния, термодинамическая поверхность.	*Термодинамическая система* представляет собой совокупность материальных тел, находящихся в механическом и тепловом взаимодействиях друг с другом и с окружающими систему внешними телами («внешней средой»). Выбор системы произволен и диктуется условиями решаемой задачи. Тела, не входящие в систему, называют *окружающей средой*. Систему отделяют от окружающей среды *контрольной поверхностью* (оболочкой). Термодинамическую систему, которая не может обмениваться теплотой с окружающей средой, называют *тепло-*	лекция – пресс-конференция (0,4 час.)

изолированной или адиабатной. Примером адиабатной системы является газ, находящийся в сосуде, стенки которого покрыты идеальной тепловой изоляцией, исключающей теплообмен между заключенным в сосуде газом и окружающими телами. Такую изоляционную оболочку называют *адиабатной*. Система, не обменивающаяся с внешней средой ни энергией, ни веществом, называется *изолированной (или замкнутой)*.

Простейшей термодинамической системой является рабочее тело, осуществляющее взаимное превращение теплоты и работы. В двигателе внутреннего сгорания, например, рабочим телом является приготовленная в карбюраторе горючая смесь, состоящая из воздуха и паров бензина.

Термодинамический процесс называется равновесным, *если все параметры системы при его протекании меняются достаточно медленно по сравнению с соответствующим процессом релаксации.* В этом случае система фактически все время находится в состоянии равновесия с окружающей средой, чем и определяется название процесса.

Чтобы процесс был равновесным, скорость изменения параметров системы $dA/d\tau$ должна удовлетворять соотношению

$$dA/d\tau << c_{\text{рел}} \approx \Delta A/\tau_{\text{рел}}$$

где A — параметр, наиболее быстро изменяющийся в рассматриваемом процессе; $c_{\text{рел}}$ — скорость изменения этого параметра в релаксационном процессе; τрел — время релаксации.

Процессы, не удовлетворяющие условию $dA/d\tau << c_{\text{рел}} \approx \Delta A/\tau_{\text{рел}}$, протекают с нарушением равновесия, т. е. *являются* неравновесными. Если, например, быстро увеличит температуру окружающей среды, то газ в цилиндре будет постепенно прогреваться через его стенки, релаксируя к состоянию равновесия, соответствующему новым параметрам окружающей среды. В процессе релаксации газ не находится в равновесии с окружающей средой и его нельзя характеризовать уравнением состояния хотя бы потому, что в разных точках объема газа температура имеет различные значения.

Свойства каждой системы характеризуются рядом величин, которые принято называть термодинамическими параметрами. Рассмотрим некоторые из них, используя при этом известные из курса физики молекулярно-кинетические представления об идеальном газе как о совокупности молекул, которые имеют исчезающе малые размеры, находятся в беспорядочном тепловом движении и взаимодействуют друг с другом лишь при соударениях.

Давление обусловлено взаимодействием молекул рабочего тела с поверхностью и численно равно силе, действующей на единицу площади поверхности тела по нормали к последней. В соответствии с молекулярно-кинетической теорией давление газа определяется соотношением

$$p = \frac{2}{3} n \frac{m\bar{c}^2}{2}, \qquad (1.1)$$

где n — число молекул в единице объема;

m — масса молекулы; c^2— средняя квадратиче-

ская скорость поступательного движения молекул.

В Международной системе единиц (СИ) давление выражается в паскалях (1 Па=1 Н/м^2). Поскольку эта единица мала, удобнее использовать 1 кПа = 1000 Па и 1 МПа=10^6 Па.

Давление измеряется при помощи манометров, барометров и вакуумметров.

Жидкостные и пружинные манометры измеряют избыточное давление, представляющее собой разность между полным или абсолютным давлением *p* измеряемой среды и атмосферным давлением *p*атм, т.е. $p_{изб} = p_{атм} - p$

Приборы для измерения давлений ниже атмосферного называются вакуумметрами; их показания дают значение разрежения (или вакуума):

$p_в = p_{атм} - p$, т. е. избыток атмосферного давления над абсолютным.

Следует отметить, что параметром состояния является абсолютное давление. Именно оно входит в термодинамические уравнения.

Т е м п е р а т у р о й *называется физическая величина, характеризующая степень нагретости тела.* Понятие о температуре вытекает из следующего утверждения: если две системы находятся в тепловом контакте, то в случае неравенства их температур они будут обмениваться теплотой друг с другом, если же их температуры равны, то теплообмена не будет.

С точки зрения молекулярно-кинетических представлений температура есть мера интенсивности теплового движения молекул. Ее численное значение связано с величиной средней кинетической энергии молекул вещества:

$$\frac{mc^2}{2} = \frac{3}{2}kT, \quad (1.2)$$

где *k* — постоянная Больцмана, равная 1,380662•10^{-23} Дж/К. Температура Т, определенная таким образом, называется а б с о л ю т н о й .

В системе СИ единицей температуры является кельвин (К); на практике широко применяется градус Цельсия (°С). Соотношение между абсолютной *T* и стоградусной *I* температурами имеет вид

$$T = t + 273{,}15.$$

В промышленных и лабораторных условиях температуру измеряют с помощью жидкостных термометров, пирометров, термопар и других приборов.

У д е л ь н ы й о б ъ е м *v* — *это объем единицы массы вещества.* Если однородное тело массой *M* занимает объем *v*, то по определению

$$v = V/M.$$

В системе СИ единица удельного объема 1 м^3/кг. Между удельным объемом вещества и его плотность существует очевидное соотношение:

$$v = \frac{1}{\rho}$$

Для сравнения величин, характеризующих системы в одинаковых состояниях, вводится понятие «нормальные физические условия»:

p=760 мм рт.ст.= 101,325 кПа; *T*=273,15 *K*.

В разных отраслях техники и разных странах вводят свои, несколько отличные от приведенных «нормальные условия», например, «технические» (*p*= 735,6 мм рт.ст.= 98 кПа , *t*=15˚С) или нормаль-

ные условия для оценки производительности компрессоров (p=101,325 кПа, t=20˚С) и т. д.

Если все термодинамические параметры постоянны во времени и одинаковы во всех точках системы, то такое состояние системы называется равновесным.

Если между различными точками в системе существуют разности температур, давлений и других параметров, то она является неравновесной. В такой системе под действием градиентов параметров возникают потоки теплоты, вещества и другие, стремящиеся вернуть ее в состояние равновесия. Опыт показывает, что *изолированная система с течением времени всегда приходит в состояние равновесия и никогда самопроизвольно выйти из него не может.* В классической термодинамике рассматриваются только равновесные системы.

Уравнение состояния

Для равновесной термодинамической системы существует функциональная связь между параметрами состояния, которая называется уравнением состояния. Опыт показывает, что удельный объем, температура и давление простейших систем, которыми являются газы, пары или жидкости, связаны термическим уравнением состояния вида $f(p,v,T)=0$.

Уравнению состояния можно придать другую форму: $p=f_1(v,T);\ v=f_2(p,T);\ T=f_3(p,v);$

Эти уравнения показывают, что из трех основных параметров, определяющих состояние системы, независимыми являются два любых.

Для решения задач методами термодинамики совершенно необходимо знать уравнение состояния. Однако оно не может быть получено в рамках термодинамики и должно быть найдено либо экспериментально, либо методами статистической физики. Конкретный вид уравнения состояния зависит от индивидуальных свойств вещества.

Уравнение состояния идеальных газов

Из уравнений (1.1) и (1.2) следует, что $p=nkT$.

Рассмотрим 1 кг газа. Учитывая, что в нем содержится N молекул и, следовательно, $n=\frac{N}{v}$, получим: $\frac{pv}{T}=Nk=const$.

Постоянную величину Nk, отнесенную к 1 кг газа, обозначают буквой R и называют газовой постоянной. Поэтому

$$\frac{pv}{T}=R, \text{ или } pv=RT. \quad (1.3)$$

Полученное соотношение представляет собой уравнение Клапейрона.

Умножив (1.3) на M, получим уравнение состояния для произвольной массы газа M:

$$pV=MRT. \quad (1.4)$$

Уравнению Клапейрона можно придать универсальную форму, если отнести газовую постоянную к 1 кмолю газа, т. е. к количеству газа, масса которого в килограммах численно равна молекулярной массе μ. Положив в (1.4) M=μ и $V=V\mu$, получим для одного моля уравнение Клапейрона — Менделеева:

		$pV_\mu = \mu RT$ · Здесь V_μ — объем киломоля газа, а μR — универсальная газовая постоянная. В соответствии с законом Авогадро (1811г.) объем 1 кмоля, одинаковый в одних и тех же условиях для всех идеальных газов, при нормальных физических условиях равен 22,4136 м^3, поэтому $\mu R = \frac{PV_\mu}{T} = \frac{101{,}325 \cdot 22{,}4136}{273{,}15} = 8314 \frac{Дж}{кмоль \cdot К}$ Газовая постоянная 1 кг газа составляет $R = \frac{8314}{\mu}$.	
1.3	Понятие теплового равновесия, первый закон термодинамики. Потенциалы и координаты термодинамических взаимодействий. Температура, энтропия.	*Тепловым равновесием* называют такое состояние системы, при котором все макроскопические параметры сколь угодно долго остаются неизменными. Во всех частях системы тел, находящихся в состоянии теплового равновесия, температура одинакова. Любая термодинамическая система может находиться в различных состояниях теплового равновесия. В каждом из этих состояний давление и объем могут быть различны (но постоянны), а температура имеет строго определенное значение. Следовательно, *температура* характеризует состояние теплового равновесия термодинамической системы. *Термодинами́ческие потенциа́лы* — внутренняя энергия U, рассматриваемая как функция энтропии S и обобщённых координат (объёма системы, площади поверхности раздела фаз, длины упругого стержня или пружины, поляризации диэлектрика, намагниченности магнетика, масс компонентов системы и др.), и термодинамические характеристические функции, получаемые посредством применения преобразования Лежандрf внутренней энергии Цель введения термодинамических потенциалов — использование такого набора естественных независимых переменных, описывающих состояние термодинамической системы, который наиболее удобен в конкретной ситуации, с сохранением тех преимуществ, которые даёт применение характеристических функций с размерностью энергии. В частности, убыль термодинамических потенциалов в равновесных процессах, протекающих при постоянстве значений соответствующих естественных переменных, равна полезной внешней работе. *Энтропи́я (*от др.-греч. ἐντροπία «поворот», «превращение») — широко используемый в естественных и точных науках термин. Впервые введён в рамках термодинамики как функция состояния термодинамической системы, определяющая меру необратимого рассеивания энергии. В статистической физике энтропия характеризует вероятность осуществления какого-либо макроскопического состояния. Как уже указывалось, величина $\delta q = du + pdv$ не является полным дифференциалом. Действительно, для того чтобы проинтегрировать правую часть этого выражения, нужно знать зависимость *p* от *v*, т. е. процесс, который совершает газ. В математике доказывается, что дифференциальный двучлен всегда можно превратить в полный дифференциал путем умножения (или деления) на интегрирующий множитель (или дели-	лекция – пресс-конференция (0,4 час.)

тель). Таким интегрирующим делителем для элементарного количества теплоты q является абсолютная температура T.

Покажем это на примере изменения параметров идеального газа в равновесных процессах:

$$\frac{\delta q}{T} = \frac{c_v dT + pdv}{T} = c_v \frac{dT}{T} + R\frac{dv}{v}. \qquad (1)$$

Выражение $\frac{\delta q}{T}$ при равновесном изменении состояния газа есть полный дифференциал некоторой функции состояния. Она называется <u>энтропией</u>, обозначается для 1 кг газа через s и измеряется в Дж/(кгК). Для произвольного количества газа энтропия, обозначаемая через S, равна $S=Ms$ и измеряется в Дж/К.

Таким образом, аналитически энтропия определяется следующим образом:

$$ds = \frac{\delta q}{T}. \qquad (2)$$

Формула (3.4) справедлива как для идеальных газов, так и для реальных тел. Подобно любой другой функции состояния энтропия может быть представлена в виде функции любых двух параметров состояния:

$$s = \xi_1(p,V); \quad s = \xi_2(p,T); \quad s = \xi_3(V,T).$$

Значение энтропии для заданного состояния определяется интегрированием уравнения (2):

$$s = \int \frac{\delta q}{T} + s_0$$

где s_0 — константа интегрирования.

При температурах, близких к абсолютному нулю, все известные вещества находятся в конденсированном состоянии. В. Нернст (1906 г.) экспериментально установил, а М. Планк (1912 г.) окончательно сформулировал следующий принцип: *при температуре , стремящейся к абсолютному нулю, энтропия вещества, находящегося в конденсированном состоянии с упорядоченной кристаллической структурой, стремится к нулю,* т. е. $s_0 = 0$ при $T = 0$ К. Этот закон называют <u>третьим законом термодинамики</u> или тепловой теоремой Нернста. Он позволяет рассчитать абсолютное значение энтропии в отличие от внутренней энергии и энтальпии, которые всегда отсчитываются от произвольного уровня.

Однако в технической термодинамике обычно используется не абсолютное значение энтропии, а ее изменение в каком-либо процессе:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \delta q/T, \qquad (3)$$

поэтому энтропию тоже часто отсчитывают от произвольно выбранного уровня.

Получим формулы, позволяющие вычислить изменение энтропии идеального газа. Для этого проинтегрируем уравнение (3), положив для простоты cv= const:

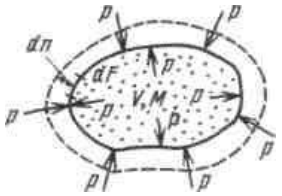
$$s_2 - s_1 = c_v \ln(T_2/T_1) + R\ln(v_2/v_1). \qquad (4)$$

Из уравнения Клапейрона, записанного для состояний 1 и 2, следует:

$$T_2/T_1 = p_2 v_2 / p_1 v_1; \quad v_2/v_1 = T_2 p_1 / T_1 p_2.$$

После подстановки отношений и в выражение

		(4) получим следующие формулы для изменения энтропии идеального газа: $s_2 - s_1 = c_p \ln(T_2/T_1) - R\ln(p_2/p_1)$; $s_2 - s_1 = c_v \ln(p_2/p_1) + c_p \ln(v_2/v_1)$. (5)	
1.4	Первый закон термодинамики как закон сохранения энергии. Теплота, опыт Джоуля, эквивалентность теплоты и работы.	Помимо макрофизической формы передачи энергии — работы существует также и микрофизическая, т. е. осуществляемая на молекулярном уровне форма обмена энергией между системой и окружающей средой. В этом случае энергия может быть передана системе без совершения работы. Мерой количества энергии, переданной микрофизическим путем, служит теплота. Теплота может передаваться либо при непосредственном контакте между телами (теплопроводностью, конвекцией), либо на расстоянии (излучением), причем во всех случаях этот процесс возможен только при наличии разности температур между телами. Как будет показано ниже, элементарное количество теплоты δQ, так же как и *L,* не является полным дифференциалом в отличие от дифференциала внутренней энергии *dU.* За этой математической символикой скрыт глубокий физический смысл различия понятий внутренней энергии, теплоты и работы. Поскольку энтропия есть функция состояния рабочего тела, уравнениями (4) — (5) можно пользоваться вне зависимости от пути перехода рабочего тела между состояниями 1 и 2 и, в частности, от того, равновесный этот переход или нет. Рисунок 1 - Графическое изображение теплоты в *T, s* – координатах Понятие энтропии позволяет ввести чрезвычайно удобную для термодинамических расчетов *T,* s-диаграмму, на которой (как и на *p,v* -диаграмме) состояние термодинамической системы изображается точкой, а равновесный термодинамический процесс линией (Рисунок 1). В равновесном процессе $\delta q = Tds$; $q = \int_1^2 Tds$. Очевидно, что в *T,* s-диаграмме элементарная теплота процесса δq изображается элементарной площадкой с высотой *T* и основанием *ds,* а *площадь, ограниченная линией процесса, крайними ординатами и осью абсцисс, эквивалентна теплоте процесса.* Формула $\delta q = Tds$ показывает, что *ds* и δq имеют одинаковые знаки, следовательно, по характеру изменения энтропии в равновесном процессе можно судить о том, в каком направлении происходит теплообмен. При подводе теплоты к телу (δq>0) его энтропия возрастает (*ds>0*), а при отводе тепло-	лекция – пресс-конференция (0,4 час.)

		ты (δq<0) — убывает *(ds<0).*	
1.5	Соотношения между единицами работы и тепла. Работа расширения как функция процесса. Внутренняя энергия как функция состояния. Понятие полного и неполного дифференциалов.	**Работа расширения** Работа в термодинамике, так же как и в механике, определяется произведением действующей на рабочее тело силы на путь ее действия. Рассмотрим газ массой *M* и объемом *V,* заключенный в эластичную оболочку с поверхностью F.  Если газу сообщить некоторое количество теплоты, то он будет расширяться, совершая при этом работу против внешнего давления *p,* оказываемого на него средой. Газ действует на каждый элемент оболочки *dF* с силой, равной *pdF* и, перемещая ее по нормали к поверхности на расстояние *dn,* совершает элементарную работу *pdFdn.* Общую работу, совершенную в течение бесконечно малого процесса, получим, интегрируя данное выражение по всей поверхности *F* оболочки: $\delta L = p\int_F dFdn$. Из рисунка видно, что изменение объема *dV* выражается в виде интеграла по поверхности: $dV = \int_F dFdn$, следовательно $\delta L = pdV$. (1) При конечном изменении объема работа против сил внешнего давления, называемая <u>работой расширения</u>, равна $L = \int_{V_1}^{V_2} pdV.$ Из (1) следует, что δL и *dV* всегда имеют одинаковые знаки: если *dV>0,* то и δL>0, т. е. при расширении работа тела положительна, при этом тело само совершает работу; если же *dV<0,* то и δL<0, т. е. при сжатии работа тела отрицательна: это означает, что не тело совершает работу, а на его сжатие затрачивается работа извне. Единицей измерения работы в СИ является джоуль (Дж). Отнеся работу расширения к 1 кг массы рабочего тела, получим *l = L/M;* $\delta l = \delta L/M = pdV/M = pd(V/M) = pdV$. Величина , представляющая собой удельную работу, совершаемую системой, содержащей 1 кг газа, равна $l = \int_{v_1}^{v_2} pdv$. (2) Поскольку в общем случае *p* — величина переменная, то интегрирование возможно лишь тогда, когда известен закон изменения давления *p = p(v).* Формулы (1) — (2) справедливы только для равновесных процессов, при которых давление рабочего тела равно давлению окружающей среды. В термодинамике для исследования равновесных процессов широко используют *p,v* – диаграм-	лекция – пресс-конференция (0,4 час.)

му, в которой осью абсцисс служит удельный объем, а осью ординат — давление. Поскольку состояние термодинамической системы определяется двумя параметрами, то на *p,v* – диаграмме оно изображается точкой. На рисунке точка *1* соответствует начальному состоянию системы, точка *2* — конечному, а линия *12* — процессу расширения рабочего тела от *v1* до *v2*. При бесконечно малом изменении объема площадь заштрихованной вертикальной полоски равна $pdv = \delta l$; следовательно, работа процесса *12* изображается площадью, ограниченной кривой процесса, осью абсцисс и крайними ординатами.

Таким образом, *работа изменения объема эквивалентна площади под кривой процесса в диаграмме p, v (рисунок 3.1).*

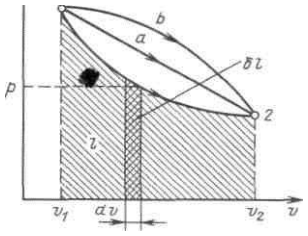


Рисунок 1 - Графическое изображение работы в *p, v* – координатах

Каждому пути перехода системы из состояния / в состояние *2* (например, *12, 1a2* или *1b2)* соответствует своя работа расширения. Следовательно, *работа зависит от характера термодинамического процесса,* а не является функцией только исходного и конечного состояний системы. С другой стороны, $\int pdv$ зависит от пути интегрирования и, следовательно, элементарная работа δl не является полным дифференциалом.

Работа всегда связана с перемещением макроскопических тел в пространстве, например перемещением поршня, деформацией оболочки, поэтому она характеризует упорядоченную (макрофизическую) форму передачи энергии от одного тела к другому и является мерой переданной энергии. Поскольку величина δl пропорциональна увеличению объема, то в качестве рабочих тел, предназначенных для преобразования тепловой энергии в механическую, целесообразно выбирать такие, которые обладают способностью значительно увеличивать свой объем. Этим качеством обладают газы и пары жидкостей. Поэтому, например, на тепловых электрических станциях рабочим телом служат пары воды, а в двигателях внутреннего сгорания — газообразные продукты сгорания того или иного топлива.

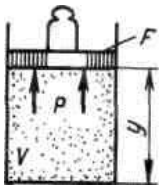
Внутренняя энергия системы включает в себя: кинетическую энергию поступательного, вращательного и колебательного движения частиц; потенциальную энергию взаимодействия частиц;

энергию электронных оболочек атомов; внутриядерную энергию.

В большинстве теплоэнергетических процессов две последние составляющие остаются неизменными. Поэтому в дальнейшем *под* внутренней

		энергией *будем понимать энергию хаотического движения молекул и атомов, включающую энергию поступательного, вращательного и колебательного движений как молекулярного, так и внутримолекулярного, а также потенциальную энергию сил взаимодействия между молекулами.* Кинетическая энергия молекул является функцией температуры, значение потенциальной энергии зависит от среднего расстояния между молекулами и, следовательно, от занимаемого газом объема *V*, т. е. является функцией*V*. Поэтому *внутренняя энергия U есть функция состояния тела.* Для сложной системы она определяется суммой энергий отдельных частей, т. е. обладает свойством аддитивности. Величина *u=U/M,* называемая удельной внутренней энергией (Дж/кг), представляет собой внутреннюю энергию единицы массы вещества. В дальнейшем для краткости будем называть величину *u* просто внутренней энергией. Поскольку внутренняя энергия есть функция состояния тела, то она может быть представлена в виде функции двух любых независимых параметров, определяющих это состояние: u p,v; u p,T; u v,T. Ее изменение в термодинамическом процессе Д*u* не зависит от характера процесса и определяется только начальным и конечным состояниями тела: 2 *u du u*2 *u*1; 1 *u*1— значение внутренней энергии в начальном состоянии, а*u*2— в конечном. Для задач технической термодинамики важно не абсолютное значение внутренней энергии, а ее изменение в различных термодинамических процессах. Поэтому начало отсчета внутренней энергии может быть выбрано произвольно. Например, в соответствии с международным соглашением для воды за нуль принимается значение внутренней энергии при температуре 0,01 °С и давление 610,8 Па, а для идеальных газов — при 0 °С вне зависимости от давления. *Внутренняя энергия — это свойство самой системы, она характеризует состояние системы. Теплота и работа — это энергетические характеристики процессов механического и теплового* взаимодействий *системы с окружающей средой.* Они характеризуют те количества энергии, которые переданы системе или отданы ею через ее границы в определенном процессе.	
1.6	Аналитическое выражение первого закона термодинамики через внутреннюю энергию. Формулировки первого закона термодинамики. Теплота как функция процесса.	Первый закон термодинамики представляет собой частный случай всеобщего закона сохранения и превращения энергии применительно к тепловым явлениям. В соответствии с уравнением Эйнштейна $E = mc^2$ надо рассматривать единый закон сохранения и превращения массы и энергии. Однако в технической термодинамике мы имеем дело со столь малыми скоростями объекта, что дефект массы равен нулю, и поэтому закон сохранения энергии можно рассматривать независимо. Закон сохранения и превращения энергии является фундаментальным законом природы, который получен на основе обобщения огромного количества экспериментальных данных и применим ко всем явлениям природы. Он утверждает, что энергия не	лекция – пресс-конференция (0,4 час.)

		исчезает и не возникает вновь, она лишь переходит из одной формы в другую, причем убыль энергии одного вида дает эквивалентное количество энергии другого вида. В числе первых ученых, утверждавших принцип сохранения материи и энергии, был наш соотечественник М. В. Ломоносов (1711 — 1765 гг.). Пусть некоторому рабочему телу с объемом *V* и массой *M,* имеющему температуру *T* и давление *p,* сообщается извне бесконечно малое количество теплоты δQ. В результате подвода теплоты тело нагревается на *dT* и увеличивается в объеме на *dV*. Повышение температуры тела свидетельствует об увеличении кинетической энергии его частиц. Увеличение объема тела приводит к изменению потенциальной энергии частиц. В результате внутренняя энергия тела увеличивается на *dU*. Поскольку рабочее тело окружено средой, которая оказывает на него давление, то при расширении оно производит механическую работу δL против сил внешнего давления. Так как никаких других изменений в системе не происходит, то по закону сохранения энергии $\delta Q = dU + \delta L$ т. е. теплота, сообщаемая системе, идет на приращение ее внутренней энергии и на совершение внешней работы. Полученное уравнение является математическим выражением первого закона термодинамики. Каждый из трех членов этого соотношения может быть положительным, отрицательным или равным нулю. Рассмотрим некоторые частные случаи. 1. $\delta Q = 0$ — теплообмен системы с окружающей средой отсутствует, т. е. теплота к системе не подводится и от нее не отводится. Процесс без теплообмена называется <u>адиабатным</u>. Для него уравнение (2.8) принимает вид: $\delta L = -dU$. Следовательно, работа расширения, совершаемая системой в адиабатном процессе, равна уменьшению внутренней энергии данной системы. При адиабатном сжатии рабочего тела затрачиваемая извне работа целиком идет на увеличение внутренней энергии системы. 2. $\delta L = 0$ — при этом объем тела не изменяется, *dV*=0 . Такой процесс называется <u>изохорным</u>, для него $\delta Q = dU$, т. е. количество теплоты, подведенное к системе при постоянном объеме, равно увеличению внутренней энергии данной системы. *dU=0* – внутренняя энергия системы не изменяется и $\delta Q = \delta L$, т.е. сообщаемая системе теплота превращается в эквивалентную ей внешнюю работу. Для системы, содержащей 1 кг рабочего тела $\delta q = du + \delta l$. Проинтегрировав уравнения (2.8) и (2.9) для некоторого процесса, получим выражение первого закона термодинамики в интегральной форме: $Q = \Delta U + L$; $q = \Delta u + l$.	
1.7	Вечный двигатель первого рода. Энтальпия как функция	Из первого закона термодинамики следует, что взаимное превращение тепловой и механической энергии в двигателе должно осуществляться в строго эквивалентных количествах. Двигатель, ко-	лекция – пресс-конференция (0,4 час.)

	состояния. Аналитическое выражение первого закона термодинамики через энтальпию.	торый позволял бы получать работу без энергетических затрат, называется ***вечным двигателем первого рода***. Ясно, что такой двигатель не возможен, ибо он противоречит первому закону термодинамики. Поэтому первый закон можно сформулировать в виде следующего утверждения: вечный двигателя первого рода невозможен. В термодинамике важную роль играет сумма внутренней энергии системы *U* и произведения давления системы *p* на ее объем *V*, называемая <u>энтальпией</u> и обозначаемая *H*: $H = U + pV$. Так как входящие в нее величины являются функциями состояния, то и сама *энтальпия является функцией состояния.* Так же как внутренняя энергия, работа и теплота, она измеряется в джоулях (Дж). Энтальпия обладает свойством аддитивности. Величина $h = u + pv$, называемая <u>удельной энтальпией</u> *(h = H/M),* представляет собой энтальпию системы, содержащей 1 кг вещества, и измеряется в Дж/кг. Поскольку энтальпия есть функция состояния, то она может быть представлена в виде функции двух любых параметров состояния: $h = \varphi_1(p,V)$; $h = \varphi_2(p,T)$; $h = \varphi_3(V,T)$, а величина *dh* является полным дифференциалом. *Изменение энтальпии в любом процессе определяется только начальным и конечным состояниями тела и не зависит от характера процесса.* Физический смысл энтальпии выясним на следующем примере. Рассмотрим расширенную систему, включающую газ в цилиндре и поршень с грузом общим весом *G*.  Энергия этой системы складывается из внутренней энергии газа и потенциальной энергии поршня с грузом в поле внешних сил: $E = U + Gy$. В условиях равновесия *(G = pF)* эту функцию можно выразить через параметры газа: $E = U + pFy = U + pV$. Получаем, что $E \equiv H$, т.е. энтальпию можно трактовать как энергию расширенной системы. Уравнение $\delta q = du + \delta l$ в случае, когда единственным видом работы является работа расширения, с учетом очевидного соотношения $pdv = d\,(pv)\text{-}vdp$ может быть записано в виде $\delta q = d(u + pv) - vdp$, или $\delta q = dh - vdp$. Из этого соотношения следует, что если давление системы сохраняется неизменным, т. е. осуществляется изобарный процесс *(dp=0),* то	

		$\delta q_p = dh$ и $q_p = h_2 - h_1$. т. е. теплота, подведенная к системе при постоянном давлении, идет только на изменение энтальпии данной системы. Это выражение очень часто используется в расчетах, так как огромное количество процессов подвода теплоты в теплоэнергетике (в паровых котлах, камерах сгорания газовых турбин и реактивных двигателей, теплообменных аппаратах), а также целый ряд процессов химической технологии и многих других осуществляется при постоянном давлении. Кстати, по этой причине в таблицах термодинамических свойств обычно приводятся значения энтальпии, а не внутренней энергии. Для идеального газа с учетом получим $dh = du + d(pv) = cvdT + RdT = (cv + R)dT = cpdT.$ Так как между энтальпией и внутренней энергией существует связь $h = u + pv$, выбор начала отсчета одной из них не произволен: в точке, принятой за начало отсчета внутренней энергии, $h = pv$. Например, для воды при t=0.01ºС и p =610,8 Па, u = 0, а $h = pv$ = 0,611 Дж/кг. При расчетах практический интерес представляет изменение энтальпии в конечном процессе: $\Delta h = h_2 - h_1 = \int_{t_1}^{t_2} c_p dT$.	
1.8	Понятие идеального газа. Термическое уравнение состояния идеального газа. Закон Авогадро и его следствия. Уравнение Менделеева-Клапейрона. Теплоемкость, истинная и средняя теплоемкость, Ср и Cv. Формула Майера.	Отношение количества теплоты δQ, полученного телом при бесконечно малом изменении его состояния, к связанному с этим изменению температуры тела dT, называется <u>теплоемкостью</u> тела в данном процессе: $C = \delta Q / dT$. Обычно теплоемкость относят к единице количества вещества и в зависимости от выбранной единицы различают: <u>удельную массовую теплоемкость c</u>, отнесенную к 1 кг газа, Дж/(кг·К); <u>удельную объемную теплоемкость</u> c', отнесенную к количеству газа, содержащегося в 1 м^3 объема при нормальных физических условиях, Дж/(м^3·К); <u>удельную мольную теплоемкость</u> μc, отнесенную к одному киломолю, Дж/(кмоль·К). Зависимость между удельными теплоемкостями устанавливается очевидными соотношениями: $c = \mu c / \mu$; $c' = c\rho_н$ Здесь $\rho_н$ — плотность газа при нормальных условиях. Изменение температуры тела при одном и том же количестве сообщаемой теплоты зависит от характера происходящего при этом процесса, поэтому *теплоемкость является функцией процесса.* Это означает, что одно и то же рабочее тело в зависимости от процесса требует для своего нагревания на 1 К различного количества теплоты. Численно величина с изменяется в пределах от +∞ до -∞. В термодинамических расчетах большое значение имеют:	лекция – пресс-конференция (0,4 час.)

теплоемкость при постоянном давлении

$$c_p = \delta q_p / dT,$$

равная отношению количества теплоты δq_p, сообщенной телу в процессе при постоянном давлении, к изменению температуры тела dT

теплоемкость при постоянном объеме

$$c_v = \delta q_v / dT, \qquad (1.5)$$

равная отношению количества теплоты , подведенной к телу в процессе при постоянном объеме, к изменению температуры тела .

В соответствии с первым законом термодинамики для закрытых систем, в которых протекают равновесные процессы $\delta q = (du + pdv)$, и

$$\delta q = (\partial u/\partial T)_v dT + \left[(\partial u/\partial v)_T + p\right]dv.$$

Для изохорного процесса (v=const) это уравнение принимает вид $\delta q_v = (\partial u/\partial T)_v dT$, и, учитывая (1.5), получаем, что

$$c_v = (\partial u/\partial T)_v,$$

т. е. теплоемкость тела при постоянном объеме равна частной производной от его внутренней энергии по температуре и характеризует темп роста внутренней энергии в изохорном процессе с увеличением температуры.

Для идеального газа $c_v = \partial u/\partial T$

Для изобарного процесса () из уравнения (2.16) и (2.14) получаем

$$c_p = (\partial u/\partial T)_v + \left[(\partial u/\partial v)_T + p\right](dv/dT)_p$$

или

$$c_p = c_v + \left[(\partial u/\partial v)_T + p\right](dv/dT)_p$$

Это уравнение показывает связь между теплоемкостями c_p и cv. Для идеального газа оно значительно упрощается. Действительно, внутренняя энергия идеального газа определяется только его температурой и не зависит от объема, поэтому $(\partial u/\partial v)_T = 0$ и, кроме того, из уравнения состояния следует $p(dv/dT)_p = R$, откуда

$$c_p = c_v + R.$$

Это соотношение называется уравнением Майера и является одним из основных в технической термодинамике идеальных газов.

В процессе v=const теплота, сообщаемая газу, идет лишь на изменение его внутренней энергии, тогда как в процессе p = const теплота расходуется и на увеличение внутренней энергии и на совершение работы против внешних сил. Поэтому c_p больше cv на величину этой работы.

Для реальных газов $c_p - c_v > R$, поскольку при их расширении (при p=const) совершается работа не только против внешних сил, но и против сил притяжения, действующих между молекулами, что вызывает дополнительный расход теплоты.

Обычно теплоемкости определяются экспериментально, но для многих веществ их можно рассчитать методами статистической физики.

Числовое значение теплоемкости идеального газа позволяет найти классическая теория теплоемкости, основанная на теореме о равномерном распределении энергии по степеням свободы молекул. Согласно этой теореме внутренняя энергия идеального газа прямо пропорциональна числу степеней

свободы молекул и энергии *kT/2,* приходящейся на одну степень свободы. Для 1 моля газа

$$U\mu = \frac{i}{2} N_0 kT = \frac{i}{2} \mu RT,$$

где *No* — число Авогадро; *i* — число степеней свободы (число независимых координат, которые нужно задать для того, чтобы полностью определить положение молекулы в пространстве) .

Молекула одноатомного газа имеет три степени свободы соответственно трем составляющим в направлении координатных осей, на которые может быть разложено поступательное движение. Молекула двухатомного газа имеет пять степеней свободы, так как помимо поступательного движения она может вращаться около двух осей, перпендикулярных линии, соединяющей атомы (энергия вращения вокруг оси, соединяющей атомы, равна нулю, если атомы считать точками). Молекула трехатомного и вообще многоатомного газа имеет шесть степеней свободы: три поступательных и три вращательных.

Поскольку для идеального газа $\mu c_v = dU_\mu / dT = \frac{1}{2} i\mu R$, то мольные теплоемкости одно-, двух- и многоатомных газов равны соответственно:

$$\mu c_v = \frac{3}{2}\mu R = 12{,}5 \frac{кДж}{кмольК}; \mu c_v = \frac{5}{2}\mu R = 20{,}8 \frac{кДж}{кмольК};$$

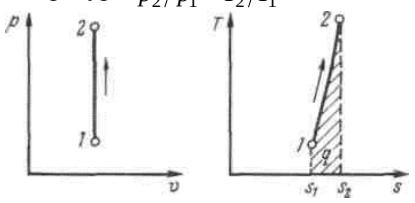
$$\mu c_v = \frac{6}{2}\mu R = 24{,}9 \frac{кДж}{кмольК}.$$

Результаты классической теории теплоемкости достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными в области комнатных температур (табл. 2.1), однако основной вывод о независимости от температуры эксперимент не подтверждает. Расхождения, особенно существенные в области низких и достаточно высоких температур, связаны с квантовым поведением молекул и находят объяснения в рамках квантовой теории теплоемкости.

Теплоемкость некоторых газов при t= 0°С в идеально-газовом состоянии

Газ	Число степеней свободы	Мольная теплоемкость, кДж/кмольК	$k = c_p/cv$
Гелий	3	12,60	1,6
Аргон	3	12,48	1,6
Кисло-	5	20,96	1,3
Водород	5	20,30	1,4
Азот M_2	5	20,80	1,4
Метан	6	26,42	1,3
Аммиак	6	26,67	1,3
Диоксид угле-	6	27,55	1,3 02

Эта теория устанавливает, прежде всего, несправедливость теоремы о равномерном распределении энергии по степени свободы в области низких и высоких температур. С уменьшением температуры газа происходит «вымораживание» числа степеней свободы молекулы. Так, для двухатомной молекулы происходит «вымораживание» вращательных степе-

		ней свободы и она вместо пяти имеет три степени свободы, а следовательно, и меньшую внутреннюю энергию и теплоемкость. С увеличением температуры у многоатомных молекул происходит возбуждение внутренних степеней свободы за счет возникновения колебательного движения атомов молекулы (молекула становится осциллятором). Это приводит к увеличению внутренней энергии, а следовательно, и теплоемкости с ростом температуры. Теплоемкость реального газа зависит от давления, правда, очень слабо. Поскольку теплоемкость реального газа зависит от температуры, в термодинамике различают истинную и среднюю теплоемкости. Средней теплоемкостью $c_{ср}$ данного процесса в интервале температур от *t1* до *t2 называется отношение количества теплоты, сообщаемой газу, к разности конечной и начальной температур:* $c_{cp}\Big\|_{t_1}^{t_2} = q/(t_2 - t_1)$ Выражение $c = \delta q/dT$ * определяет теплоемкость при данной температуре или так называемую истинную теплоемкость. Из * следует, что $q = \int_{t_1}^{t_2} c dt$ поэтому $c_{cp}\Big\|_{t_1}^{t_2} = \int_{t_1}^{t_2} c dt/(t_2 - t_1)$. Для практических расчетов теплоемкости всех веществ сводят в таблицы, причем с целью сокращения объема таблиц средние теплоемкости приводят в них для интервала температур от 0 до *t*.	
1.9	Молекулярно-кинетическая и квантовая теория теплоемкости. Основные термодинамические процессы идеальных газов (изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный).	Основными процессами, весьма важными и в теоретическом, и в прикладном отношениях, являются: изохорный, протекающий при постоянном объеме; изобарный, протекающий при постоянном давлении; изотермический, происходящий при постоянной температуре; адиабатный — процесс, при котором отсутствует теплообмен с окружающей средой, и политропный, удовлетворяющий уравнению $pv^n = \text{const}$. Метод исследования процессов, не зависящий от их особенностей и являющийся общим, состоит в следующем: выводится уравнение процесса, устанавливающее связь между начальными и конечными параметрами рабочего тела в данном процессе; вычисляется работа изменения объема газа; определяется количество теплоты, подведенной (или отведенной) к газу в процессе; определяется изменение внутренней энергии системы в процессе; определяется изменение энтропии системы в процессе. **Изохорный процесс.** При изохорном процессе выполняется условие *dv = 0* или *v* = const. Из уравнения состояния идеального газа следует, что *p/T=R/v*=const, т. е. давление газа прямо пропорционально его абсолютной температуре: $p_2/p_1 = T_2/T_1$.  Рисунок 1 - Изображение изохорного процесса в *p,v*- и *T, s*-координатах	лекция – пресс-конференция (0,4 час.)

Работа расширения в этом процессе равна нулю, так как *dv= 0.*

Количество теплоты, подведенной к рабочему телу в процессе *12* при $c_v = \text{const}$, определяется как:

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = c_v (T_2 - T_1).$$

При переменной теплоемкости

$q = c_{v\text{ср}}\Big|_{t_1}^{t_2}(t_2 - t_1) = c_{v\text{ср}}\Big|_0^{t_2} t_2 - c_{v\text{ср}}\Big|_0^{t_1} t_1$, где $c_{v\text{ср}}$ — средняя массовая изохорная теплоемкость в интервале температур от *t*1 до *t*2.

Так как *1= 0,* то в соответствии с первым законом термодинамики $\Delta u = q$ и

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1) \text{ при } c_v = \text{const};$$

$$\Delta u = c_{v\text{ср}}\Big|_{t_1}^{t_2}(t_2 - t_1) \text{ при } c_v = \text{var}.$$

Поскольку внутренняя энергия идеального газа является функцией только его температуры, то полученные формулы справедливы для любого термодинамического процесса идеального газа.

Изменение энтропии в изохорном процессе определяется по формуле

$$s_2 - s_1 = c_v \ln(p_2/p_1) = c_v \ln(T_2/T_1),$$

т. е. зависимость энтропии от температуры на изохоре при c_v = const имеет логарифмический характер.

Изобарный процесс. Из уравнения состояния идеального газа при *p*=const находим $v/T = R/p = const$, или $v_2/v_1 = T_2/T_1$, т. е. в изобарном процессе объем газа пропорционален его абсолютной температуре (закон Гей-Люссака, 1802 г.). На рисунке изображен график процесса.

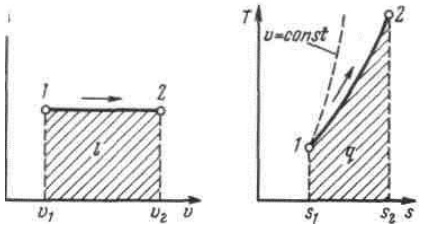


Рисунок 2 - Изображение изобарного процесса в *p,v*- и *T,s*-координатах

Из выражения $l = \int_{v_1}^{v_2} p dv$ следует, что

$l = p(v_2 - v_1)$.

Так как $pv_1 = RT_1$ и $pv_2 = RT_2$, то одновременно $l = R(T_2 - T_1)$

Количество теплоты, сообщаемое газу при нагревании (или отдаваемое им при охлаждении):

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = c_{p\text{ср}}\Big|_{t_1}^{t_2}(t_2 - t_1),$$

где $c_{p\text{ср}}$ — средняя массовая изобарная теплоемкость в интервале температур от *t*1 до *t*2 при c_p = const

$$q = c_p(t_2 - t_1).$$

Изменение энтропии при c_p = const согласно равно $s_2 - s_1 = c_p \ln(T_2/T_1)$,

т. е. температурная зависимость энтропии при изобарном процессе тоже имеет логарифмический характер, но поскольку $c_p > c_v$, то изобара в *T,*s-

диаграмме идет более полого, чем изохора.

Изотермический процесс. При изотермическом процессе температура постоянна, следовательно, $pv = RT$ = const, или $p_2/p_1 = v_2/v_1$,

т. е. давление и объем обратно пропорциональны друг другу, так что при изотермическом сжатии давление газа возрастает, а при расширении — падает (закон Бойля — Мариотта, 1662 г.).

Графиком изотермического процесса в p,v – координатах является равнобокая гипербола, для которой координатные оси служат асимптотами .

Работа процесса:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} pdv = \int_{v_1}^{v_2} RTdv/v = RT\ln(v_2/v_1) = RT\ln(p_1/p_2).$$

Так как температура не меняется, то внутренняя энергия идеального газа в данном процессе остается постоянной ($\Delta u = 0$) и вся подводимая к газу теплота полностью превращается в работу расширения: $q = l$.

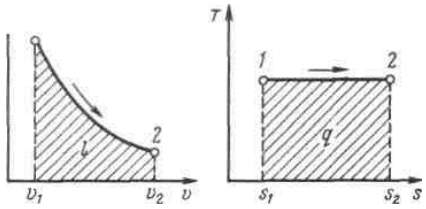


Рисунок 3 - Изображение изотермического процесса в p, v- и T, s-координатах.

При изотермическом сжатии от газа отводится теплота в количестве, равном затраченной на сжатие работе.

Изменение энтропии в изотермическом процессе выражается формулой

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \delta q/T = q/T = R\ln(p_1/p_2) = R\ln(v_2/v_1).$$

Адиабатный процесс. Процесс, происходящий без теплообмена с окружающей средой, называется адиабатным, т. е. $\delta q = 0$. Для того чтобы осуществить такой процесс, следует либо теплоизолировать газ, т. е. поместить его в адиабатную оболочку, либо провести процесс настолько быстро, чтобы изменение температуры газа, обусловленное его теплообменом с окружающей средой, было пренебрежимо мало по сравнению с изменением температуры, вызванным расширением или сжатием газа. Как правило, это возможно, ибо теплообмен происходит значительно медленнее, чем сжатие или расширение газа.

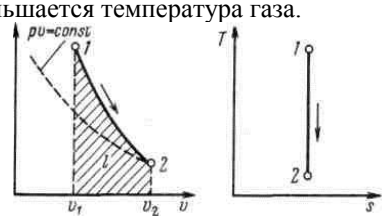
Уравнения первого закона термодинамика для адиабатного процесса принимают вид: $c_p dT - vdp = 0;\ c_v dT + pdv = 0$. Поделив первое уравнение на второе, получим $\frac{c_p dT}{c_v dT} = -\frac{vdp}{pdv}$, или $k\frac{dv}{v} = -\frac{dp}{p}$.

Интегрируя последнее уравнение при условии, что $k = c_p/c_v$=const, находим

$$k\int_{v_1}^{v_2} dv/v = -\int_{p_1}^{p_2} dp/p \quad и \quad k\ln(v_2/v_1) = \ln(p_2/p_1).$$

После потенцирования имеем $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$. *

Это и есть уравнения адиабаты идеального газа при постоянном отношении теплоемкостей (k

		= const). Величина $k = c_p / c_v$ называется <u>показателем адиабаты</u>. Подставив $c_p = c_v$-R, получим k. Согласно классической кинетической теории теплоемкость газов не зависит от температуры, поэтому можно считать, что величина k также не зависит от температуры и определяется числом степеней свободы молекулы. Для одноатомного газа k=1,66 для двухатомного k=1,4, для трех- и многоатомных газов k=l,33. Поскольку k>1, то в координатах p,v линия адиабаты идет круче линии изотермы: при адиабатном расширении давление понижается быстрее, чем при изотермическом, так как в процессе расширения уменьшается температура газа.  Рисунок 4 - Изображение адиабатного процесса в p, v- и T, s-координатах Определив из уравнения состояния, написанного для состояний *1* и *2*, отношение объемов или давлений, получим уравнение адиабатного процесса в форме, выражающей зависимость температуры от объема или давления: $T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1}$; $T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k}$. Работа расширения при адиабатном процессе согласно первому закону термодинамики совершается за счет уменьшения внутренней энергии и может быть вычислена по одной из следующих формул: $l = -\Delta u = c_v(T_2 - T_1) = \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2)$. Так как $p_1 v_1 = RT_1$ и $p_2 v_2 = RT_2$, то $l = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2)$. В данном процессе теплообмен газа с окружающей средой исключается, поэтому $q=0$. Выражение $c = \delta q / dT$ показывает, что теплоемкость адиабатного процесса равна нулю. Поскольку при адиабатном процессе δq = 0, энтропия рабочего тела не изменяется (ds=0 и s=const). Следовательно, на T,s-диаграмме адиабатный процесс изображается вертикалью.	
1.10	Политропные процессы и их анализ. Таблицы термических и калорических свойств идеальных газов.	Любой произвольный процесс можно описать в p,v-координатах (по крайней мере на небольшом участке) уравнением $pv^n = const$, подбирая соответствующее значение n. Процесс, описываемый таким уравнением, называется <u>политропным</u>. Показатель политропы n может принимать любое численное значение в пределах от $-\infty$ до $+\infty$, но для данного процесса он является величиной постоянной. Из уравнения Клапейрона нетрудно получить выражения, устанавливающие связь между p, v и T в любых двух точках на политропе, аналогично тому, как это было сделано для адиабаты: $p_2/p_1 = (v_1/v_2)^n$; $T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{n-1}$; $T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{n-1/n}$.	лекция – пресс-конференция (0,4 час.)

Работа расширения газа в политропном процессе имеет вид $l = \int_{v_1}^{v_2} p dv$.

Так как для политропы в соответствии с (5.1) $p = p_1(v_1/v)^n$,

То

$$l = p_1 v_1^n \int_{v_1}^{v_2} dv/v^n = \frac{p_1 v_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1}\right] = \frac{p_1 v_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]$$

Уравнение (5.1) можно преобразовать к виду:

$$\begin{cases} l = \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2); \\ l = \frac{p_1 v_1}{n-1}\left(1-\frac{T_2}{T_1}\right); \\ l = \frac{1}{n-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2). \end{cases}$$

Количество подведенной (или отведенной) в процессе теплоты можно определить с помощью уравнения первого закона термодинамики: $q = (u_2 - u_1) + l$.

Поскольку $u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1)$; $l = \frac{R}{1-n}(T_2 - T_1)$, то

$q = c_v \frac{n-k}{n-1} = c_n(T_2 - T_1)$,

Где $c_n = c_v \frac{n-k}{n-1}$

представляет собой теплоемкость идеального газа в политропном процессе. При постоянных c_v, k и n теплоемкость cn = const, поэтому политропный процесс иногда определяют как процесс с постоянной теплоемкостью.

Изменение энтропии

$$\Delta s = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = c_n \ln\frac{T_2}{T_1} = c_v \frac{n-k}{n-1}\ln\frac{T_2}{T_1}.$$

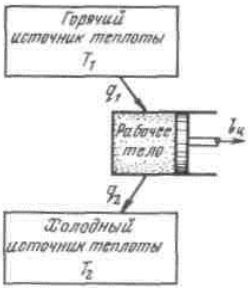
Политропный процесс имеет обобщающее значение, ибо охватывает всю совокупность основных термодинамических процессов. Ниже приведены характеристики термодинамических процессов.

Процесс	*n*	c_n
Изохорный	$+\infty$	c_v
Изобарный	*0*	c_p
Изотермический	*1*	∞
Адиабатный	*k*	*0*

На рисунке показано взаимное расположение на *p, V*- и *T,* s-диаграммах политропных процессов с разными значениями показателя политропы. Все процессы начинаются в одной точке («в центре»).

Рисунок 1 - Изображение основных термодинамических процессов идеального газа в *p, v*- и *T,* s-координатах

Изохора ($n = \pm\infty$) делит поле диаграммы на две

		области: процессы, находящиеся правее изохоры, характеризуются положительной работой, так как сопровождаются расширением рабочего тела; для процессов, расположенных левее изохоры, характерна отрицательная работа. Процессы, расположенные правее и выше адиабаты, идут с подводом теплоты к рабочему телу; процессы, лежащие левее и ниже адиабаты, протекают с отводом теплоты. Для процессов, расположенных над изотермой (= 1), характерно увеличение внутренней энергии газа; процессы, расположенные под изотермой, сопровождаются уменьшением внутренней энергии. Процессы, расположенные между адиабатой и изотермой, имеют отрицательную теплоемкость, так как δq и *du* (а следовательно, и *dT),* имеют в этой области противоположные знаки. В таких процессах $\lvert l\rvert > \lvert q\rvert$, поэтому на производство работы при расширении тратится не только подводимая теплота, но и часть внутренней энергии рабочего тела.	
2.	**Второй закон термодинамики** (лекция с текущим контролем)		
2.1	Обратимые и необратимые процессы. Формулировки второго закона.	*Обратимым термодинамическим процессом* называется термодинамический процесс, допускающий возможность возвращения системы в первоначальное состояние без того, чтобы в окружающей среде остались какие-либо изменения. Необходимым и достаточным условием обратимости термодинамического процесса является его равновесность. *Необратимым термодинамическим проц*ессом называется термодинамический процесс, не допускающий возможности возвращения системы в первоначальное состояние без того, чтобы в окружающей среде остались какие-либо изменения. Из первого закона термодинамики следует, что взаимное превращение тепловой и механической энергии в двигателе должно осуществляться в строго эквивалентных количествах. *Двигатель, который позволял бы получать работу без энергетических затрат, называется* вечным <u>двигателем первого рода</u>. Ясно, что такой двигатель не возможен, ибо он противоречит первому закону термодинамики. Поэтому первый закон можно сформулировать в виде следующего утверждения: *вечный двигателя первого рода невозможен.* В 1755 г. французская Академия наук «раз и навсегда» объявила, что не будет больше принимать на рассмотрение какие-либо проекты вечных двигателей.  Рисунок 1 - Термодинамическая схема теплового двигателя Несмотря на эквивалентность теплоты и работы, процессы их взаимного превращения неравнозначны. Опыт показывает, что механическая энер-	лекция с текущим контролем (0,5 час.)

		гия может быть полностью превращена в теплоту, например, путем трения, однако теплоту полностью превратить в механическую энергию в периодически повторяющемся процессе нельзя. Многолетние попытки осуществить такой процесс не увенчались успехом. Это связано с существованием фундаментального закона природы, называемого вторым законом термодинамики. Чтобы выяснить его сущность, обратимся к принципиальной схеме теплового двигателя.	
2.2	Термодинамические циклы. Термический КПД и холодильный коэффициент. Прямые и обратные циклы. Цикл Карно и его термический КПД. Теорема Карно.	Как показал опыт, все без исключения тепловые двигатели должны иметь горячий источник теплоты, рабочее тело, совершающее замкнутый процесс — цикл, и холодный источник теплоты. 'Практически в существующих тепловых двигателях горячими источниками служат химические реакции сжигания топлива или внутриядерные реакции, а в качестве холодного источника используется окружающая среда — атмосфера. В качестве рабочих тел, как отмечалось выше, применяются газы или пары. Рисунок 1 - Круговой процесс (цикл) в *p, v* и *T,* s-координатах Работа двигателя осуществляется следующим образом. Расширяясь по линии *1B2* , рабочее тело совершает работу, равную площади *1B22′1′*. В непрерывно действующей тепловой машине этот процесс должен повторяться многократно. Для этого нужно уметь возвращать рабочее тело в исходное состояние. Такой переход можно осуществить в процессе *2B1,* но при этом потребуется совершить над рабочим телом ту же самую работу. Ясно, что это не имеет смысла, так как суммарная работа — работа цикла — окажется равной нулю. Для того чтобы двигатель непрерывно производил механическую энергию, работа расширения должна быть больше работы сжатия. Поэтому кривая сжатия *2A1* должна лежать ниже кривой расширения. Затраченная в процессе *2A1* работа изображается площадью *2A11′2′*. В результате каждый килограмм рабочего тела совершает за цикл полезную работу *l*ц, эквивалентную площади *1B2A1,* ограниченной контуром цикла. Цикл можно разбить на два участка: *A1B*, на котором происходит подвод теплоты *q*1, и *B2A,* на котором происходит отвод теплоты *q*2. В точках *A* и *B* нет ни подвода, ни отвода теплоты, и в этих точках поток теплоты меняет знак. Таким образом, для непрерывной работы двигателя необходим циклический процесс, в котором к рабочему телу от горячего источника подводится теплота *q*1 и отводится от него к холодному теплота *q*2. В T,s-диаграмме теплота *q*1 эквивалентна площади *A′A1BB′*, а q_2 — площади *A′A2BB′*. Применим первый закон термодинамики к циклу, который совершает 1 кг рабочего тела:	лекция с текущим контролем (0,6 час.)

$$\oint \delta q = \oint du + \oint \delta l.$$

Здесь означает интегрирование по замкнутому контуру *1B2A1*.

Внутренняя энергия системы является функцией состояния. При возвращении рабочего тела в исходное состояние она также приобретает исходное значение. Поэтому $\oint du = 0$, и предыдущее выражение превращается в равенство

$$q_ц = l_ц, \qquad (1)$$

где $q_ц = \oint \delta q$ представляет собой ту часть теплоты горячего источника, которая превращена в работу. Это — теплота, полезно использованная в цикле, она равна разности теплот $q_1 - q_2$ и эквивалентна площади, ограниченной контуром цикла в *T,s*-диаграмме.

Отношение работы, производимой двигателем за цикл, к количеству теплоты, подведенной за этот цикл от горячего источника, называется термическим коэффициентом полезного действия (КПД) цикла:

$$\eta_t = l_ц / q_1 = (q_1 - q_2)/q_1.$$

Коэффициент полезного действия оценивает степень совершенства цикла теплового двигателя. Чем больше КПД, тем большая часть подведенной теплоты превращается в работу.

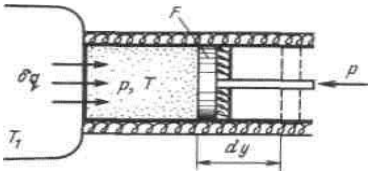
Соотношение (4.1) является математическим выражением принципа эквивалентности тепловой и механической энергии.

Отметим, что если исключить из схемы теплового двигателя холодный источник, то формально принцип эквивалентности не будет нарушен. Однако, как показывает опыт и как следует из проведенного выше анализа работы двигателя, такой двигатель работать не будет.

Тепловой двигатель без холодного источника теплоты, т. е. двигатель, полностью превращающий в работу всю полученную от горячего источника теплоту, называется вечным двигателем второго рода.

Таким образом, второй закон термодинамики можно сформулировать в виде следующего утверждения: *«Вечный двигатель второго рода невозможен».* В более расшифрованном виде эту формулировку в 1851 г. дал В. Томсон: «Невозможна периодически действующая тепловая машина, единственным результатом действия которой было бы получение работы за счет отнятия теплоты от некоторого источника».

Проблема создания вечного двигателя привлекала исследователей на протяжении длительного времени. Человечество овладело бы неисчерпываемыми запасами внутренней энергии тел, будь построен вечный двигатель второго рода. Действительно, количество теплоты, выделяющейся при охлаждении, например, земного шара всего на 1 К (масса земного шара равна $6 \cdot 10^{24}$ кг, его удельную теплоемкость примем равной 840 Дж/(кг-К), равно $5 \cdot 10^{27}$ Дж. Для сравнения следует указать, что в 2000 г. мировое потребление всех энергоресурсов мира не превысит $5 \cdot 10^{20}$ Дж, т. е. будет в 10 мил-

		лионов раз меньше.	
2.3	Энтропия, интеграл Клаузиуса. T-S - диаграмма и ее свойства. Термодинамические циклы в T,S - диаграмме.	Рассмотрим принципиальные отличия неравновесных процессов от равновесных на примере расширения газа в цилиндре под поршнем, получающего теплоту δq от источника с температурой *T1* и совершающего работу против внешней силы *P,* действующей на поршень. Расширение будет равновесным только в случае, если температура газа *T* равна температуре источника *(T=T1),* внешняя сила *P* равна давлению газа на поршень *(P=pF)* и при расширении газа нет ни внешнего, ни внутреннего трения. Работа расширения газа в этом случае равна $\delta l_{\text{равн}} = Pdy = pdv$, а изменение энтропии рабочего тела в таком процессе $ds_{\text{равн}} = \delta q/T$.	лекция с текущим контролем (0,7 час.)
2.4	Таблицы энтропии идеальных газов. Изменение энтропии в необратимых процессах. Объединенное уравнение первого и второго законов для обратимых и необратимых процессов.	Невыполнение хотя бы одного из указанных условий делает расширение газа неравновесным. Если неравновесность вызвана трением поршня о стенки цилиндра, то работа δl, совершаемая против внешней силы *P*, оказывается меньше, чем *pdv,* так как часть ее затрачивается на преодоление трения и переходит в теплоту $\delta q_{\text{тр}}$. Она воспринимается газом вместе с подведенной теплотой *q,* в результате чего возрастание энтропии газа в неравновесном процессе $ds = (\delta q + \delta q_{\text{тр}})/T$ оказывается больше, чем в равновесном при том же количестве подведенной от источника теплоты δq.  Рисунок 1 - К определению изменения энтропии в неравновесных процессах Если неравновесность вызвана отсутствием механического равновесия *(P<pF),* поршень будет двигаться ускоренно. Быстрое движение поршня вызывает появление вихрей в газе, затухающих под действием внутреннего трения, в результате чего часть работы расширения опять превращается в теплоту $\delta q_{\text{тр}}$. Работа против внешней силы снова получается меньше, а возрастание энтропии — больше, чем в равновесном процессе с тем же количеством теплоты δq. Если неравновесность вызвана теплообменом при конечной разности температур (температура газа *T* меньше температуры источника *T1*), то возрастание энтропии рабочего тела $ds = \delta q/T$ оказывается больше, чем $ds_{\text{равн}} = \delta q/T_1$ в равновесном процессе из-за снижения температуры газа. При том же положении поршня, т. е. заданном удельном объеме *v,* меньшей температуре газа соответствует меньшее его давление *p.* Соответственно меньше должна быть и уравновешивающая сила *P':* *P'=p'F<P=pF.* Работа расширения против этой силы $\delta l = P'dy = p'dv < pdv$. Итак, *неравновесность всегда приводит к увеличению энтропии рабочего тела при том же ко-*	лекция с текущим контролем (0,7 час.)

личестве подведенной теплоты и к потере части работы. В общем виде это можно записать следующим образом:

$ds = \delta q/T + ds_{\text{неравн}}$; $\delta l = pdv - \delta l_{\text{неравн}}$,

Причем $ds_{\text{неравн}}$ и $\delta l_{\text{неравн}}$ всегда положительны.

Ранее было показано, что для равновесных процессов справедливо соотношение $ds = \delta q/T$. Разобранный пример достаточно наглядно показывает, что в неравновесных процессах $ds > \delta q/T$, если δq — количество подведенной к системе или отведенной от нее теплоты, а T — температура источника теплоты. Обе записи являются аналитическими выражениями второго закона термодинамики:

$ds = \delta q/T$ — в равновесных процессах;

$ds > \delta q/T$ — в неравновесных процессах.

Для изолированных систем, которые по определению не обмениваются теплотой с окружающей средой $(\delta q = 0)$, эти выражения приобретают вид

$ds \geq 0$.

Если в адиабатно-изолированной системе осуществляются равновесные процессы, то энтропия системы остается постоянной.

Самопроизвольные (а значит, и неравновесные) процессы в изолированной системе всегда приводят к увеличению энтропии. Это положение представляет собой наиболее общую формулировку второго начала термодинамики для неравновесных процессов, известную под названием <u>принципа возрастания энтропии</u>.

Следует подчеркнуть, что последнее неравенство применимо только к изолированным системам. Если от системы отводится теплота, то ее энтропия может убывать, однако суммарное изменение энтропии системы и энтропии внешних тел всегда положительно (либо равно нулю, если в системе протекают равновесные процессы).

Когда изолированная система находится в состоянии с максимальной энтропией, то в ней не могут протекать никакие самопроизвольные процессы, потому что любой самопроизвольный процесс неравновесен и сопровождается увеличением энтропии. Поэтому состояние изолированной системы с максимальной энтропией является состоянием ее устойчивого равновесия, и самопроизвольные процессы могут протекать в изолированной системе лишь до тех пор, пока она не достигнет состояния равновесия.

Аналитически второй закон термодинамики выражается в виде соотношения $ds = \delta q/T$, где знак равенства соответствует обратимым, а знак неравенства — необратимым процессам. Это соотношение может быть записано следующим образом: TdS ≥ dQ и соответственно для единицы массы вещества Tds ≥ dq. (3.166) Напомним, что в соответствии с уравнением первого закона термодинамики dQ = dU + dL, а для единицы массы вещества dq = du + dl, или, что то же самое, dQ = dU + pdV + dL*; dq = du + pdv + dl *.

Подставляя значения dQ и dq из этих уравнений соответственно получаем: TdS ≥ dU + dL;

Tds ≥ du + dl, а также соответственно TdS ≥ dU

		+ pdV + dL*; (3.169) Tds ≥ du + pdv + dl*. Эти соотношения называют о б ъ е д и н е н н ы м и у р а в н е н и я м и п е р в о г о и второго законов термодинамики. Если единственным видом работы, которую совершает система, является работа расширения, то уравнения (3.169) и (3.170) приобретают следующий вид: TdS ≥ dU + pdV;	
2.5	Обратимость и производство работы (полезная работа, максимально полезная работа системы, тепла). Энтропия. Энтропийный метод расчета потерь работоспособности. Метод КПД в анализе необратимых циклов. Сравнительный анализ методов.	Рассмотрим систему, состоящую из двух частей — рабочего тела и окружающей его среды. Если рабочее тело находится в состоянии, отличном от того, которое оно имеет при параметрах окружающей среды (т.е. система не находится в равновесии), то в принципе это рабочее тело может произвести работу в процессе изменения своего состояния до состояния равновесия с окружающей его средой; иными словами, рабочее тело в этом случае обладает определенной работоспособностью. Такой подход оказывается весьма плодотворным при анализе теплосиловых установок. Поэтому полезно выяснить, как же определить работоспособность системы (работоспособность рабочего тела по отношению к окружающей среде). Итак, изолированная система может произвести работу только в том случае, когда она не находится в полностью равновесном состоянии. Чтобы изолированная система, единственным видом работы которой может быть работа расширения, могла произвести работу, необходимо, чтобы давления или температуры различных тел, входящих в эту систему, не были абсолютно одинаковы. В системе, состоящей из тел с различными давлениями, отсутствует механическое равновесие. Если в системе имеются тела с различными температурами, в ней отсутствует термическое (тепловое) равновесие. Только неравновесная система способна производить работу. По мере производства работы изолированная система будет приближаться к равновесному состоянию. Допустим, например, что изолированная система состоит из окружающей среды, температура и давление которой практически остаются неизменными, и сжатого воздуха, имеющего ту же температуру, что и окружающая его среда, но более высокое давление. Такая система находится в термически равновесном, но механически неравновесном состоянии. Подобная система может производить работу, например, перемещая поршень в цилиндре до тех пор, пока давление воздуха внутри цилиндра не снизится до давления окружающей среды, т.е. пока система не придет в механическое равновесие. Если в системе имеются два источника теплоты, обладающих различными температурами, и рабочее тело, начальное состояние которого значения не имеет, то мы имеем дело с термически неравновесной системой, которая может произвести работу, например, путем неоднократного повторения рабочим телом цикла Карно. В результате совершения цикла Карно не только оказывается про- изведенной известная работа, но также вполне определенное количество теплоты передается от источника с более высокой температурой к источнику с более низкой температурой. Но в результате такого перехода теплоты темпера-	лекция с текущим контролем (0,8 час.)

		тура горячего источника будет понижаться, а холодного — повышаться 1) . С течением времени температуры источников теплоты сделаются одинаковыми, система достигнет термического равновесия и дальнейшее производство работы станет невозможным. Таким образом, производство работы изолированной системой возможно только в процессе перехода системы из неравновесного состояния в равновесное. Количество произведенной работы зависит, как известно, от характера процесса перехода системы к равновесному состоянию. Следовательно, с точки зрения величины произведенной работы далеко не безразлично, каким путем система переходит из неравновесного состояния в равновесное. Допустим снова, что в нашем распоряжении имеется термически неравновесная система, состоящая из двух источников теплоты, имеющих различные температуры, и рабочего тела. Можно представить себе случай, когда теплота от горячего источника передается непосредственно холодному источнику, минуя рабочее тело. В результате такого процесса температуры всех тел системы через некоторое время станут одинаковыми, система окажется в состоянии термического равновесия, а никакой работы вообще не будет произведено 1) . Подобный процесс теплообмена (приводящий к выравниванию температур) без производства работы обязательно должен происходить при конечной разности температур, т.е. необратимо. Наоборот, максимальная работа при переходе системы из термически неравновесного состояния в равновесное может быть получена в результате неоднократного совершения рабочим телом цикла Карно, в котором наибольшая температура рабочего тела равна температуре горячего источника, а наименьшая температура рабочего тела равна температуре холодного источника, т.е. в результате совершения только полностью обратимых процессов. Если в нашем распоряжении имеется механически неравновесная изолированная система, состоящая, как и раньше, из запаса сжатого воздуха и окружающей среды, то и в этом случае наибольшая работа, которую можно получить при переходе из механически неравновесного состояния системы в равновесное, может быть получена только в результате осуществления полностью обратимых процессов. Представим себе, что работа производится с помощью поршневой воздушной машины. Ясно, что при прочих равных условиях полученная работа будет тем больше, чем меньше трение между поршнем и стенками цилиндра машины. Но трение представляет собой типичный необратимый процесс. Наибольшая работа была бы получена, если бы трение отсутствовало вовсе, т.е. в полностью обратимом процессе. Таким образом, мы пришли к следующим важным выводам: 1. Изолированная система способна к производству работы только в случае, когда она находится в неравновесном состоянии. После достижения равновесного состояния работоспособность	

		системы оказывается исчерпанной. 2. Для получения наибольшей возможной работы при переходе системы из неравновесного состояния в равновесное необходимо, чтобы все процессы, протекающие в системе, были полностью обратимы. Весьма важной задачей является поэтому численное определение максимальной полезной работы 2) , которую может произвести система, или, как говорят иногда, определение работоспособности системы. Представим себе, что в нашем распоряжении имеется изолированная система, состоящая из окружающей среды и некоторого тела или совокупности тел, имеющих отличные от среды давление р и температуру Т (или один из этих параметров). Такое тело или группу тел будем именовать в дальнейшем и с т о ч н и к о м р а б о т ы . Определим теперь более четко понятия полезной работы, максимальной работы и максимальной полезной работы, которая может быть произведена рассматриваемой системой. Как показано ранее, в заданном интервале температур наибольший термический КПД имеет обратимый цикл Карно. Следовательно, максимальная полезная работа некоторого количества теплоты Q1, отбираемой от горячего источника с температурой Т1, будет получена в том случае, когда в рассматриваемой системе осуществляется обратимый цикл Карно. Отсюда следует: $$E_q = Q_1 \eta_т^{о.ц.К} = Q_1\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right),$$ где $\eta_т^{о.ц.К}$ - термический КПД обратимого цикла Карно, осуществляемого в интервале температур $T_1 — T_0$.	
2.6	Основные математические методы. Соотношения Максвелла. Частные производные внутренней эксергии, энтропии, энтальпии, теплоемкости.	Термодинамический и статистический методы исследования являются качественно различными, но в то же время взаимодополняют друг друга. В термодинамике рассматривают термодинамическую систему - совокупность макроскопических тел, взаимодействующих и обмениваются энергией как между собой, так и с другими телами (внешней средой). Основа термодинамического метода - определение состояния термодинамической системы. Состояние системы задается термодинамическими параметрами (параметрами состояния) - совокупность физических величин, характеризующих свойства термодинамической системы. Обычно в качестве параметров состояния выбирают температуру, давление и объем. Параметры состояния системы могут изменяться. Любое изменение в термодинамической системе, связанное с изменением хотя бы одного из ее термодинамических параметров, называют термодинамическим процессом. Макроскопическая система находится в термодинамическом равновесии, если ее состояние со временем не меняется (предполагается, что внешние условия данной системы при этом постоянные). В случае любого термодинамического процесса система переходит из одного состояния в другое, при этом равновесность системы нарушается. Если, например, газ, находящийся под поршнем, сжимать, то давление газа вблизи поршня повысится, и	лекция с текущим контролем (0,7 час.)

		термодинамическую равновесие будет нарушено. Это нарушение тем более, чем быстрее движется поршень. Однако при бесконечно медленном сжатии состояние газа будет оставаться практически постоянным, т.е. процесс сжатия можно считать, состоящий из совокупности последовательных равновесных состояний. Соотношения Максвелла - соотношения между производными термодинамич. ф-ций: $\left(\frac{\partial P}{\partial S}\right)_V = -\left(\frac{\partial T}{\partial V}\right)_S, \quad \left(\frac{\partial V}{\partial S}\right)_P = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_S,$ $\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V = \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_T, \quad \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P = -\left(\frac{\partial S}{\partial P}\right)_T,$ где P - давление, T - абс. темп-ра, V - объём, S - *энтропия* .М. с. можно получить из *второго начала термодинамики*. Напр., из термодинамич. равенства $dU = TdS - PdV$, где U - внутр. энергия, следует первое М. с. как условие того, что dU есть полный дифференциал. Остальные М. с. следуют из того, что энтальпия H, энергия Гельмгольца F и энергия Гиббса G являются *характеристическими функциями* или *термодинамическими потенциалами* в переменных S, P; V, T; P, T. Иногда М. с. наз. соотношениями взаимности.	
3.	**Реальные газы**		
3.1	Гомогенные и гетерогенные системы. Понятие стабильного, лабильного метастабильного состояний.	Система, имеющая во всех своих частях однородный состав и физические свойства, называется *однородной.* Однородная термодинамическая система, внутри которой нет поверхности раздела фаз, называется *гомогенной.* Система из двух или более фаз называется *гетерогенной.* Примером гомогенной системы является атмосферный воздух, состоящий из смеси различных газов и водяного пара, а гетерогенной системы - туман, когда наряду с газовой фазой в системе присутствует жидкая (взвешенные капли воды) или твердая (кристаллы льда) фазы.	- (1,0 час.)
3.2	Термодинамические условия равновесия при различных условиях взаимодействий системы с окружающей средой. Характеристические функции и взаимосвязь между ними.	С о с т о я н и е р а в н о в е с и я — это такое состояние, к которому при данных внешних условиях стремится термодинамическая система. Если внешние условия неизменны, то состояние равновесия удерживается в системе сколь угодно долго. Следует различать состояния устойчивого, неустойчивого и относительно устойчивого равновесия. Состояние у с т о й ч и в о г о р а в н о в е с и я (стабильное состояние) характерно тем, что если каким-либо внешним воздействием вывести из него рассматриваемую систему, а затем снять это внешнее воздействие, то система сама возвратится в исходное состояние равновесия. Если систему, находящуюся в состоянии н е у с т о й ч и в о г о р а в н о в е - с и я (лабильное состояние), из него вывести, то она уже не возвратится в исходное состояние, а перейдет в состояние устойчивого равновесия. Даже очень малые внешние воздействия выводят систему из лабильного состояния. Наконец, состояние о т н о с и т е л ь н о у с т о й ч и в о г о р а в н о в е с и я (метастабильное состояние) — это состояние, в котором система может находиться в течение длительного времени, причем слабые внешние воздействия (возмущения),	- (1,5 час.)

		вызывающие небольшие отклонения системы от метастабильного состояния, не приводят к переходу в другое состояние; после того как такое внешнее воздействие снято, система возвратится в исходное метастабильное состояние. Вместе с тем достаточно сильное воздействие выведет систему из метастабильного состояния и она перейдет в новое состояние устойчивого равновесия. Таким образом, метастабильное состояние занимает промежуточное место по отношению к стабильному и лабильному состояниям. Рассмотрим теперь более подробно состояние устойчивого равновесия для чистых веществ (однокомпонентных систем). Поскольку, как мы уже знаем, все самопроизвольные процессы в системе направлены в сторону равновесного состояния, то очень важной задачей является определение для каждого отдельного случая признаков (условий) равновесного состояния, с тем чтобы определить направление возможного самопроизвольного процесса; это особенно важно при анализе различных химических реакций. Выше, в гл. 3, мы установили важный критерий равновесия для изолированной термодинамической системы. Напомним, что изолированной называют такую систему, которая не обменивается с внешней средой ни теплотой, ни механической работой. Следовательно, для такой системы внутренняя энергия и объем постоянны, т.е. $U = const$ и $V = const$. Как было показано в гл. 3, в соответствии со вторым законом термодинамики энтропия изолированной системы стремится к максимуму. В состоянии равновесия энтропия изолированной системы имеет максимально возможное для дан- ной системы значение, т.е. в равновесной изолированной системе $dS = 0$. Действительно, для изолированной системы $dU = 0$ и $dV = 0$, и из уравнения (3.171) $TdS \geq dU + pdV$ (где знак > соответствует необратимым процессам, а знак равенства — обратимым) получаем: $dS \geq 0$. Таково условие равновесия для изолированной системы. Здесь знак > соответствует неравновесному состоянию системы, а знак равенства — уже достиг- нутому системой равновесию. Таким образом, в состоянии равновесия для изолированной системы $S = S_{макс}$; $dS = 0$; $d\ 2\ S < 0$; последнее соотношение показывает, что в состоянии равновесия энтропия имеет максимум. Если же система каким-либо образом может взаимодействовать с окружающей средой, то условия равновесия системы будут иными, отличными от (3.154). Условия равновесия будут зависеть от условий взаимодействия системы с окружающей средой. Наибольший интерес представляют четыре типа ***условий взаимодействия*** (или, как иногда говорят, условий сопряжения) ***системы, стремящейся к равновесию, с окружающей средой***: 1) объем системы сохраняется постоянным, но система может обмениваться с окружающей средой теплотой, причем так, чтобы энтропия системы оставалась постоянной: $V = const$; $S = const$; 2) система может обмениваться с окружающей средой и теплотой, и механической работой, но с таким условием, чтобы давление и энтропия системы оставались постоянными: $p = const$; $S = const$; 3) объем системы сохра-	

		няется постоянным, но система может обмениваться с окружающей средой теплотой, причем так, чтобы температура системы оставалась постоянной: V = const; T = const; 4) система может обмениваться с окружающей средой и теплотой, и механической работой, но с таким условием, чтобы давление и температура в сис- теме оставались постоянными: p = const; T = const.	
3.3	Закрытые и открытые системы, химический потенциал и его свойства для характеристики открытых систем.	Система отделяется от внешней среды материальной или воображаемой поверхностью - *границей системы,* которая может быть ***закрытой***, т.е. непроницаемой для вещества, или ***открытой***, если граница системы проницаема для вещества. ***Химический потенциал*** - термодинамич. *функция состояния* ,определяющая изменение *потенциалов термодинамических* при изменении числа частиц в системе и необходимая для описания свойств открытых систем (с перем. числом частиц). Химический потенциал m_i *i*-го компонента многокомпонентной системы равен частной производной от любого из термодинамич. потенциалов по кол-ву (числу частиц) этого компонента при пост. значениях остальных термодинамич. переменных, определяющих данный термодинамич. потенциал, напр. $m_i = (\partial F/\partial N_i)_{T,V,N}$ (*F*-свободная энергия, *T*-температура, *V*-объём, $j \neq i$). Т. о., в системах с перем. числом частиц в выражение для дифференциала, напр. *dF*, следует добавить величину $\sum_i \mu_i dN_i$: $dF = -SdT - pdV + \sum_i \mu_i dN_i,$ где *p* - давление, *S*-энтропия. Наиб. просто Химический потенциал связан с термодинамич. потенциалом *G* (см. *Гиббса энергия):* $G = \sum_i \mu_i N_i$. Для однокомпонентной системы Химический потенциал m = *G/N,* т. е. представляет собой энергию Гиббса, отнесённую к одной частице. Вследствие аддитивности *G*, кроме давления и температуры, Химический потенциал зависит только от концентраций отд. компонентов, но не от числа частиц в каждом компоненте. В простейшем случае *идеальных газов* m_i зависит только от концентрации *i*-го компонента: $\mu_i = \tilde{\mu}_i + kT \ln (N_i/N),$ где $N = \sum_i N_i$ -полное число частиц, $\tilde{m}_i$-Х. п. чистого *i*-го компонента. Часто величины m_i удобно использовать в качестве независимых термодинамич. переменных вместо N_i. В переменных *T, V,* m_i состояние системы характеризует термодинамич. потенциал $\Omega = F - \sum_i \mu_i N_i.$ Х. п. является термодинамич. параметром в *большом каноническом распределении Гиббса* для систем с перем. числом частиц. В качестве нормировочной постоянной Химический потенциал входит в распределения Больцмана, Бозе - Эйнштейна и Ферми - Дирака для частиц идеальных газов (см. *Статистическая физика*).В системах, к к-рым применима статистика Больцмана или Бозе - Эйнштейна, Химический потенциал всегда отрицате-	- (1,5 час.)

		лен. Для *ферми-газа* Х. п. при нулевой температуре положителен и определяет граничную *ферми-энергию* (см. *Ферми-поверхность*)и *вырождения температуру*. Если полное число частиц в системе не фиксировано, а должно определяться из условия термодинамич. равновесия, как, напр., для *фононов* в твёрдом теле или для *фотонов* в случае равновесногоотеплового излучения, то равновесие характеризуется равенством нулю Х. п.	
4.	**Водяной пар**		
4.1	Основные понятия и определения (парообразование, испарение, кипение, конденсация, сублимация, десублимация).	В качестве реального газа рассмотрим водяной пар, который широко используется во многих отраслях техники, и прежде всего в теплоэнергетике, где он является основным рабочим телом. Поэтому исследование термодинамических свойств воды и водяного пара имеет большое практическое значение. **Процесс парообразования. Основные понятия и определения.** Рассмотрим процесс получения пара. Для этого 1 кг воды при температуре 0 °С поместим в цилиндр с подвижным поршнем. Приложим к поршню извне некоторую постоянную силу *P*. Тогда при площади поршня *F* давление будет постоянным и равным *p=P/F*. Изобразим процесс парообразования, т. е. превращения вещества из жидкого состояния в газообразное, в *p,v*-диаграмме Начальное состояние воды, находящейся под давлением *p* и имеющей температуру 0°С, изобразится на диаграмме точкой *a0*. При подводе теплоты к воде **ее** температура постепенно повышается до тех пор, пока не достигнет температуры кипения *t*s, соответствующей данному давлению. При этом удельный объем жидкости сначала уменьшается, достигает минимального значения при *t*=4°С, а затем начинает возрастать. (Такой аномалией — увеличением плотности при нагревании в некотором диапазоне температур — обладают немногие жидкости. У большинства жидкостей удельный объем при нагревании увеличивается монотонно). Состояние жидкости, доведенной до температуры кипения, изображается на диаграмме точкой *a'*. Наименьшим давлением, при котором еще возможно равновесие воды и насыщенного пара, является давление, соответствующее <u>тройной точке</u>. Под последней понимается то единственное состояние, в котором могут одновременно находиться в равновесии пар, вода и лед (точка *A'* на рисунке). Параметры тройной точки для воды: p_0 = 611 Па; *t*0 = 0,01 °С; v0=0,00100 м^3/кг. Процесс парообразования, происходящий при абсолютном давлении p_0=611 Па, показан на диаграмме изобарой *A'A"*, которая практически совпадает с осью абсцисс. При более низких давлениях пар может сосуществовать лишь в равновесии со льдом. Процесс образования пара непосредственно из льда называется <u>сублимацией</u>. Если теперь соединить одноименные точки плавными кривыми, то получим <u>нулевую изотерму</u> *I*, каждая точка которой соответствует состоянию 1 кг воды при 0°С и давлении *p*, <u>нижнюю пограничную кривую</u> *II*, представляющую зависимость от давления удельного объема жидкости при температуре кипения, и <u>верхнюю пограничную кривую</u> *III*, дающую зависимость	- (0,5 час.)

		удельного объема сухого насыщенного пара от давления. Все точки горизонталей между кривыми *II* и *III* соответствуют состояниям влажного насыщенного пара, точки кривой *II* определяют состояние кипящей воды, точки кривой *III* — состояния сухого насыщенного пара. Влево от кривой *II* до нулевой изотермы лежит область некипящей однофазной жидкости, вправо от кривой *III* — область перегретого пара. Таким образом, кривые *II* и *III* определяют область насыщенного пара, отделяя ее от области воды и перегретого пара, и поэтому называются пограничными. Выше точки *К,* где пограничных кривых нет, находится область однофазных состояний, в которой нельзя провести четкой границы между жидкостью и паром.	
4.2	Насыщенная жидкость, влажный пар, сухой насыщенный пар, перегретый пар, степень сухости.	При дальнейшем подводе теплоты начинается кипение воды с сильным увеличением объема. В цилиндре теперь находится двухфазная среда — смесь воды и пара, называемая влажным насыщенным паром. По мере подвода теплоты количество жидкой фазы уменьшается, а паровой — растет. Температура смеси при этом остается неизменной и равной t_s, так как вся теплота расходуется на испарение жидкой фазы. Следовательно — процесс парообразования на этой стадии является изобарно-изотермическим. Наконец, последняя капля воды превращается в пар, и цилиндр оказывается заполненным только паром, который называется сухим насыщенным. Насыщенным *называется пар, находящийся в термическом и динамическим равновесии с жидкостью, из которой он образуется.* *Насыщенный пар, в котором отсутствуют взвешенные частицы жидкой фазы, называется* сухим насыщенным паром. Его удельный объем и температура являются функциями давления. Поэтому состояние сухого пара можно задать любым из параметров — давлением, удельным объемом или температурой. *Двухфазная смесь, представляющая собой пар со взвешенными в нем капельками жидкости, называется* влажным насыщенным паром. Массовая доля сухого насыщенного пара во влажном называется степенью сухости пара и обозначается буквой *x*. Массовая доля кипящей воды во влажном паре, равная *1-x,* называется степенью влажности. Для кипящей жидкости *x=0,* а для сухого насыщенного пара *x*=1. Состояние влажного пара характеризуется двумя параметрами: давлением (или температурой насыщения t_s, определяющей это давление) и степенью сухости пара. При сообщении сухому пару теплоты при том же давлении его температура будет увеличиваться, пар будет перегреваться. Точка *a* изображает состояние перегретого пара ив зависимости от температуры пара может лежать на разных расстояниях от точки *a"*. Таким образом, перегретым *называется пар, температура которого превышает температуру насыщенного пара того же давления.*	- (0,5 час.)
4.3	Закон Дальтона, способы заданий состава смеси. Уравнение состояния смеси иде-	**Закон Дальтона.** В инженерной практике часто приходится иметь дело с газообразными веществами, близкими по свойствам к идеальным газам и представляющими собой механическую смесь отдельных компонентов различных газов, химиче-	- (1,0 час.)

	альных газов. Средняя молекулярная масса газовой смеси.	ски не реагирующих между собой. Это так называемые газовые смеси. В качестве примера можно назвать продукты сгорания топлива в двигателях внутреннего сгорания, топках печей и паровых котлов, влажный воздух в сушильных установках и т. п. Основным законом, определяющим поведение газовой смеси, является закон Дальтона: полное давление смеси идеальных газов равно сумме парциальных давлений всех входящих в нее компонентов: $p = \sum_{1}^{n} p_i$ Парциальное давление pi — давление, которое имел бы газ, если бы он один при той же температуре занимал весь объем смеси. **Способы задания смеси.** Состав газовой смеси может быть задан массовыми, объемными или мольными долями. Массовой долей называется отношение массы отдельного компонента *Mi*, к массе смеси *M:* $g_i = M_i / M$. Очевидно, что $M = \sum_{1}^{n} M_i$ и $\sum_{1}^{n} g_i = 1$. Массовые доли часто задаются в процентах. Например, для сухого воздуха $g_{N2} \approx 77\%$; $g_{O2} \approx 23\%$. Объемная доля представляет собой отношение приведенного объема газа V, к полному объему смеси *V:* $r = V_i / V$. Приведенным называется объем, который занимал бы компонент газа, если бы его давление и температура равнялись давлению и температуре смеси. Для вычисления приведенного объема запишем два уравнения состояния *i*-го компонента: $p_i V = M_i R_i T$; $p V_i = M_i R_i T$. Первое уравнение относится к состоянию компонента газа в Смеси, когда он имеет парциальное давление *pi* и занимает полный объем смеси, а второе уравнение — к приведенному состоянию, когда давление и температура компонента равны, как и для смеси, *p* и *T*. Из уравнений следует, что $Vi = V p_i / p$. Просуммировав соотношение (2.2) для всех компонентов смеси, получим с учетом закона Дальтона $\sum_{1}^{n} V_i = V$,откуда $\sum_{1}^{n} r_i = 1$. Объемные доли также часто задаются в процентах. Для воздуха $r_{O_2} = 21\%$, $r_{N2} = 79\%$. Иногда бывает удобнее задать состав смеси мольными долями. Мольной долей называется отношение количества молей *Ni* рассматриваемого компонента к общему количеству молей смеси *N*. Пусть газовая смесь состоит из *N1* молей первого компонента, *N2* молей второго компонента и т. д. Число молей смеси $N = \sum_{1}^{n} N_i$, а мольная доля компонента будет равна N_i / N. В соответствии с законом Авогадро объемы моля любого газа при одинаковых *p* и *T,* в частности при температуре и давлении смеси, в идеально газовом состоянии одинаковы. Поэтому приведенный	

		объем любого компонента может быть вычислен как произведение объема моля V_μ на число молей этого компонента, т. е. $V_i = V_\mu N_i$ а объем смеси — по формуле $V = V_\mu N$. Тогда $V_i / V = r_i = N_i / N$, и, следовательно, задание смесильных газов мольными долями равно заданию ее объемными долями. **Газовая постоянная смеси газов**. Просуммировав уравнения (2.1) для всех компонентов смеси, получим $V\sum_1^n g_i R_i = \sum_1^n g_i M R_i T$. Учитывая $p = \sum_1^n p_i$, можно записать $pV = MR_{см}T$, Где $R_{см} = 8314\sum_1^n g_i / \mu_i$. Из уравнения (2.3) следует, что смесь идеальных газов также подчиняется уравнению Клапейрона. Поскольку $R_i = 8314/\mu_i$ то из (2.4) следует, что газовая постоянная смеси [Дж/(кг-К)] имеет вид $R_{см} = 8314\sum_1^n g_i / \mu_i$	
4.4	Влажный воздух - основные понятия. Влагосодержание, абсолютная и относительная влажность, степень насыщения, точка росы. Энтальпия влажного воздуха. Температура мокрого термометра, психрометр.	В термодинамике атмосферный воздух рассматривают как смесь, состоящую из сухого воздуха и водяного пара, который может быть в перегретом, насыщенном или в сконденсированном взвешенном состоянии в виде капельного или ледяного (при отрицательной температуре) тумана. Последнее состояние является неустойчивым и изучается обычно при решении некоторых специальных задач, например, в холодильной технике. При расчетах систем вентиляции и кондиционирования атмосферный воздух считают бинарной гомогенной смесью, в состав которой входят сухой воздух и водяной пар. Смесь сухого воздуха с перегретым водяным паром называется *ненасыщенным влажным воздухом,* а смесь сухого воздуха с насыщенным водяным паром - *насыщенным влажным воздухом.* При этом условие насыщения рассматривается как равновесное состояние между водяным паром во влажном воздухе и водой в жидкой или твердой фазах при одинаковой температуре на плоской поверхности раздела. оличество водяного пара во влажном воздухе изменяется от нуля (сухой воздух) до некоторого максимального значения, которое зависит от температуры и барометрического давления, и в процессах кондиционирования обычно не превышает 3 ... 4 %. Поэтому с достаточной для технических расчетов точностью влажный воздух можно считать идеальным газом, который подчиняется всем законам смеси идеальных газов, хотя в ряде случаев необходимо учитывать реальные свойства водяного пара. Термодинамические свойства сухого воздуха и водяного пара различны, поэтому свойства влажного воздуха зависят от его количественного состава. В технике вентиляции и кондиционирования свойства влажного воздуха характеризуются следующими основными параметрами: *температура по сухому термометру* t, *влагосодержание* d, *относительная влажность* φ, *плотность* ρ, *температура по мокрому*	- (1,0 час.)

		термометру tм, *температура точки росы* tр,*барометрическое давление* Рб, *удельная теплоемкость* с и *удельная энтальпия* J (здесь и далее используются обозначения, принятые в кондиционировании воздуха). Масса водяного пара во влажном воздухе, приходящаяся на 1 кг массы сухой его части, называется ***влагосодержанием влажного воздуха.*** ***Относительной влажностью воздуха*** называется отношение парциального давления водяного пара, содержащегося во влажном воздухе заданного состояния, к парциальному давлению насыщенного водяного пара при той же температуре. ***Удельная энтальпия влажного воздуха* J** - это количество теплоты, содержащееся во влажном воздухе при заданных температуре и давлении, отнесенное к 1 кг сухого воздуха. Энтальпия смеси газов равна сумме энтальпий компонентов, входящих в смесь. Следовательно, удельная энтальпия влажного воздуха представляет сумму энтальпий сухого воздуха и водяного пара. J = Jc + Jп · d, где Jc - удельная энтальпия сухого воздуха, кДж/кг с.в.; Jп - удельная энтальпия водяного пара, кДж/кг п. Температура, соответствующая состоянию насыщения влажного воздуха при заданном значении влагосодержания или парциального давления, называется ***температурой точки росы.*** Температура точки росы является предельной температурой, до которой можно охлаждать влажный воздух при постоянном влагосодержании без выпадения конденсата. ***Температура мокрого термометра*** - это температура, которую принимает ненасыщенный влажный воздух с начальными параметрами J1 и d1 в результате адиабатного тепло- и массообмена с водой в жидком или твердом состоянии, имеющей постоянную температуру $t_w = t_м$ после достижения им насыщенного состояния, удовлетворяющего равенству Jн = J1 + (dн - d1) · c_w · tм, где cw = 4,186 - удельная теплоемкость воды, кДж/кг·°С. Разность Jн - J1 обычно невелика, поэтому процесс адиабатного насыщения часто называют изоэнтальпийным, хотя в действительности Jн = J1 только при tм = 0.	
4.5	H, d - диаграмма, процессы во влажном воздухе.	При построении диаграммы в основу положены два параметра: влагосодержание d, которое отложено по оси абсцисс, и энтальпия — по оси ординат. Для удобства расположения линий угол между осями равен 135°. Горизонтально проведена вспомогательная ось, на которую спроецированы значения влагосодержания с наклонной оси. Хотя ось абсцисс на диаграмму обычно не наносится, но линии одинаковой энтальпии идут параллельно ей, поэтому они на диаграмме изображаются наклонными прямыми. Линии d=const проведены параллельно оси ординат. Помимо основных параметров, на id-диаграмме нанесены линии одинаковых температур — изо-	- (1,0 час.)

термы (tc=const), одинаковых относительных влажностей (φ=const), одинаковых температур адиабатного насыщения воздуха (tм=const) и парциального давления пара рп. Изотермы (tc=const) представляют собой наклонные прямые, угол наклона которых немного возрастает с увеличением температуры.

Линии (φ=const) имеют вид расходящихся кривых, которые претерпевают излом при t=99,4° С (температура кипения воды при давлении 745 мм рт. ст.) и дальше идут почти вертикально. Кривая φ=100% делит площадь диаграммы на две части. Выше кривой располагается область влажного воздуха с ненасыщенным паром, а ниже — область влажного воздуха с насыщенным и частично сконденсированным паром. Линии адиабатного насыщения воздуха (tм=const) на диаграмме проходят под небольшим углом к прямым i=const. На кривой φ=100% в одной точке пересекаются линии tc=const и tм=const с одинаковым значением температур. Это свидетельствует о том, что при адиабатном насыщении обе температуры равны.

В нижней части диаграммы построена зависимость рп = f (d). При нагревании воздуха его влагосодержание не изменяется (d=const), а энтальпия возрастает. Следовательно, процесс нагрева на id-диаграмме изображается вертикальной **прямой АВ.** Процесс охлаждения воздуха происходит также при постоянном влагосодержании, но энтальпия в этом случае уменьшается (прямая ВА), а относительная влажность возрастает вплоть до точки росы, являющейся пересечением **прямой охлаждения ВС** с кривой φ=100%.

В процессе сушки материала воздух увлажняется. Если при этом теплота, затраченная на испарение влаги, берется из воздуха, то этот процесс приближенно (без учета энтальпии воды) считают изоэнтропийным (i=const), так как израсходованная теплота снова возвращается воздуху вместе с испаренной влагой. Поэтому на id-диаграмме он изображается прямой ВС, параллельной линиям i=const. Если же учесть, что воздуху передается паром большее количество теплоты, чем было получено при испарении, на величину энтальпии испаренной воды, то в действительности процесс происходит с увеличением энтальпии влажного воздуха по линии tм=const.

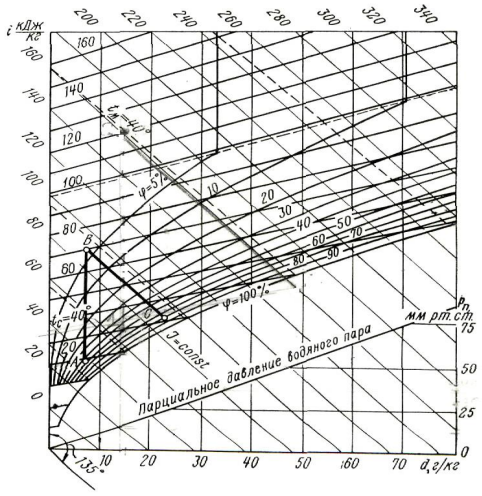


Диаграмма *id* для влажного воздуха.

5.	**Термодинамические свойства реальных газов**		
5.1	Условия термодинамической устойчивости. Устойчивость фаз.	*Термодинамическое равновесие* — состояние системы, при котором остаются неизменными по времени макроскопические величины этой системы (температура, давление, объём, энтропия) в условиях изолированности от окружающей среды. В общем, эти величины не являются постоянными, они лишь флуктуируют (колеблются) возле своих средних значений. Если равновесной системе соответствует несколько состояний, в каждом из которых система может находиться неопределенно долго, то о системе говорят, что она находится в метастабильном равновесии. В состоянии равновесия в системе отсутствуют потоки материи или энергии, неравновесные потенциалы (или движущие силы), изменения количества присутствующих фаз. Отличают тепловое, механическое, радиационное (лучистое) и химическое равновесия. На практике условие изолированности означает, что процессы установления равновесия протекают гораздо быстрее, чем происходят изменения на границах системы (то есть изменения внешних по отношению к системе условий), и осуществляется обмен системы с окружением веществом и энергией. Иными словами, термодинамическое равновесие достигается, если скорость релаксационных процессов достаточно велика (как правило, это характерно для высокотемпературных процессов) либо велико время для достижения равновесия (этот случай имеет место в геологических процессах). В реальных процессах часто реализуется неполное равновесие, однако степень этой неполноты может быть существенной и несущественной. При этом возможны три варианта: 1. равновесие достигается в какой-либо части (или частях) относительно большой по размерам системы — локальное равновесие, 2. неполное равновесие достигается вследствие разности скоростей релаксационных процессов, протекающих в системе — частичное равновесие, 3. имеют место как локальное, так и частичное равновесие. В неравновесных системах происходят изменения потоков материи или энергии, или, например, фаз. Устойчивость термодинамического равновесия[править | править исходный текст] Состояние термодинамического равновесия называется устойчивым, если в этом состоянии не происходит изменения макроскопических параметров системы. Критерии термодинамической устойчивости различных систем: • Изолированая (абсолютно не взаимодействующая с окружающей средой) система — максимум энтропии. • Замкнутая (обменивается с термостатом только теплом) система — минимум свободной энергии. • Система с фиксированными температурой и давлением — минимум потенциала Гиббса. • Система с фиксированными энтропией и объёмом — минимум внутренней энергии.	- (0,2 час.)

		• Система с фиксированными энтропией и давлением — минимум энтальпии	
5.2	Условия фазового равновесия. Правило фаз Гиббса. Фазовые переходы первого и второго рода. Фазовая P,T - диаграмма, характеристика точки фазовой диаграммы.	***Фазовым гетерогенным равновесием*** *называется равновесие в системе, состоящей из двух или большего числа фаз.* К фазовым равновесиям относятся равновесия типа $Т_1 \rightleftarrows Т_2$, $Т \rightleftarrows Ж$, $Т \rightleftarrows Г$, $Ж_1 \rightleftarrows Ж_2$, $Ж \rightleftarrows Г$, где Т, Ж, Г обозначают соответственно твердое тело, жидкость, газ. Условия равновесия гетерогенной системы можно записать в следующем виде: $T^1 = T^2 = ... = T^Ф$, $P^1 = P^2 = ... = P^Ф$, (3.17) $\mu_i^1 \mu = {}_i^2 \mu = ... = {}_i^Ф$. где верхние индексы относятся к фазам, а нижние – к компонентам. Уравнения (3.17) формулируют следующий принцип равновесия в гетерогенной системе. *Температуры, давления и химические потенциалы каждого компонента каждой фазы должны быть равны между собой.* Анализ уравнений (3.17) для термодинамической системы, состоящей из *Ф* фаз, каждая из которых состоит из *К* компонентов, дает следующее соотношение: $C = K – Ф + 2$, (3.18) где С – число термодинамических степеней свободы. Уравнение (3.18) называется правилом фаз ***Гиббса:*** *в равновесной термодинамической системе, на которую из внешних факторов оказывают влияние только температура и давление, число термодинамических степеней свободы равно числу компонентов минус число фаз плюс два.* Правило фаз – это соотношение между числом независимых компонентов, числом фаз и числом степеней свободы при равновесии. Число степеней свободы возрастает с увеличением числа компонентов и уменьшается с увеличением числа фаз. Поскольку число степеней свободы не может быть отрицательным, то число фаз в равновесной системе не может превышать величину $K + 2$. Если на систему действует электрическое или магнитное поля, пале тяготения и другие физические поля в сумме, равной *n* различных факторов, то число термодинамических степеней свободы записывается в виде $C = K – Ф + n$. (3.19) Если из внешних факторов на систему оказывает влияние только температура (при P = const) или только давление (при T = const), то число термодинамических степеней свободы выражается уравнением $C_{усл} = K – Ф + 1$. Эти системы называются условно инвариантными. При постоянстве температуры и давления число термодинамических степеней свободы определяется выражением $C_{усл} = K – Ф$. Если составы двух равновесных фаз, например, жидкости и пара, одинаковы, то при подсчете числа степеней свободы следует учитывать уравнение, связывающее концентрации компонентов $С_ж = С_п$,	- (0,8 час.)

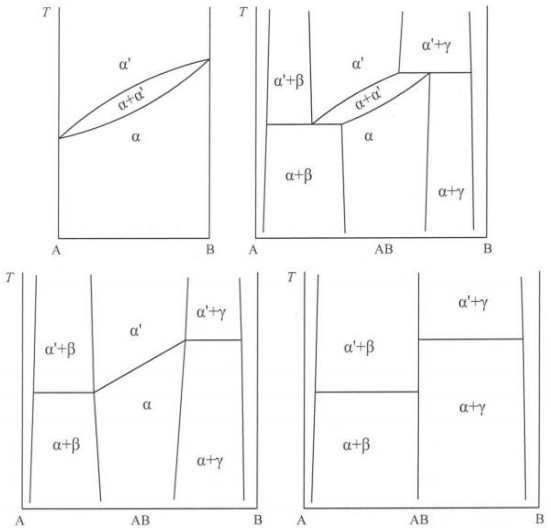
		и тогда $C_{усл} = K - \Phi + 2 - 1 = K - \Phi + 1$. Для однокомпонентной системы, на равновесие которой из внешних факторов оказывают влияние только температура и давление, правило фаз Гиббса выражается формулой $C = 3 - \Phi$. Другими словами, в однокомпонентной системе число фаз, находящихся в равновесии, не может быть больше трех. В зависимости от числа фаз, находящихся в равновесии, системы называются: • моновариантными ($\Phi = 1$, $C = 2$); • дивариантными ($\Phi = 2$, $C = 1$); • инвариантными ($\Phi = 3$, $C = 0$). Правило фаз неприменимо к неравновесным метастабильным фазам. *Под метастабильной будем понимать фазу в определенной области температур и давлений, которая является неустойчивой в присутствии другой фазы того же вещества.* Примером метастабильно фазы является перегретая или переохлажденная вода. Метастабильная фаза может существовать продолжительное время.	
5.3	Аномалия в поведении веществ. Уравнение Клапейрона-Клаузиуса. Теплота фазового перехода. Фазовые переходы, "жидкость-пар", "твердое тело-жидкость", "твердое тело-пар". Изображение кривых фазовых равновесий двух и трехфазных областей в P-V; T-V; T-S диаграммах.	*Фазовые переходы или фазовые превращения представляют собой превращения вещества из одной фазы в другую.* Примерами являются переход газа в жидкость, жидкость в твердое тело, переход метала из ферромагнитного состояния в парамагнитное и т. п. Изменение агрегатного состояния вещества является одной из форм фазового перехода. В зависимости от того, как первые или вторые производные термодинамического потенциала G испытывают разрыв при фазовых переходах различают фазовые переходы первого и второго рода. *При **фазовых переходах <u>первого</u> рода** первая производная потенциала G, энтальпии и энтропии в точке перехода изменяются скачком.* При этом выделяется или поглощается конечная теплота фазового превращения. В точке фазового перехода первого рода температура и давление остаются постоянными (рис.3.2). К фазовым переходам первого рода относятся все агрегатные превращения, переходы из одних кристаллических модификаций в другие, переход сверхпроводника в обычное состояние проводимости и т. п. ***Фазовые переходы <u>второго</u> рода** происходят при условии, когда вторые производные термодинамического потенциала G –* *теплоемкость* $c_P = T\partial(\cdot^2 G/\partial T^2)_{P = \text{const}}$, *сжимаемость* $= (\beta dV/P)_{T = \text{const}} = -(1/V)(d^2G/T^2)_{T = \text{cons}}$, *объемный коэффициент термического расширения* $= (\alpha dV/P)_{P = \text{const}} = -(1/V)(d^2G/T^2)_{P = \text{cons}}$ *и т. д. – изменяются скачком.* Теплота фазового превращения при фазовом переходе второго рода равна нулю. К фазовым переходам второго рода относят процесс перехода ферромагнетика в парамагнетик, процесс превращения гелия в сверхтекучее состояние, процессы в бинарных сплавах и т. д. (рис.3.3).	- (1,0 час.)

Рассматриваются только равновесные фазовые переходы, в которых условия фазового перехода не нарушаются. При этом, в соответствии с правилом фаз, число фаз, находящихся в равновесии, не должно превышать числа компонентов, увеличенного на два.

Для однокомпонентной системы правило фаз Гиббса выражается соотношением $C = 3 - \Phi$. Другими словами, в равновесной однокомпонентной системе число фаз не может быть больше трех, или одновременно не может существовать более трех равновесных фаз.

Правило фаз неприменимо к метастабильным фазам. Состояние однокомпонентной системы можно определить двумя параметрами, например, давлением и температурой. При этом объем системы является функцией давления и температуры $V = f(P,T)$. Отложим по трем координатам давление, объем и температуру.

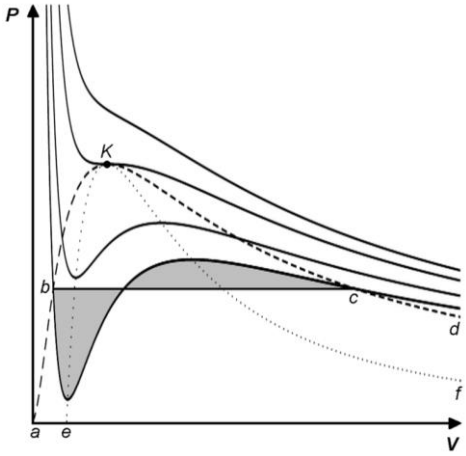
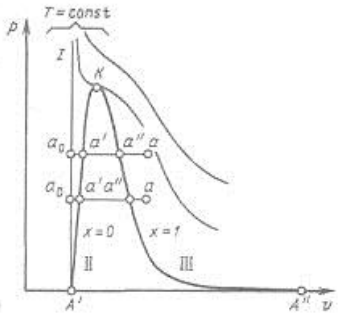
Такой график называется диаграммой состояния. На рис.3.4 приведена пространственная диаграмма состояния диоксида углерода.



Построение пространственных диаграмм весьма затруднительно, и поэтому на практике используются плоские диаграммы. Плоские диаграммы описывают состояние системы и фазовые равновесия в ней при определенных термодинамических параметрах. В основе анализа диаграмм лежат принцип непрерывности и принцип соответствия. Согласно принципу непрерывности при непрерывном изменении параметров свойства отдельных фаз изменяются непрерывно, пока не меняется число фаз или природа фаз. Свойства всей системы меняются скачкообразно в случае исчезновения старых фаз или появлении новых фаз. Согласно принципу соответствия, каждому компоненту фаз и каждой фазе соответствует равновесие двух фаз (на диаграмме состояния изображаются линией пересечения плоскостей). Равновесие трех фаз изображается точкой пересечения линий. Такая точка называется тройной точкой. По диаграмме состояния можно установить число фаз, их химическую природу и границы существования фаз.

Из пространственной диаграммы можно выделить плоскую диаграмму в координатах P, T, характеризующую состояние диоксида углерода

		(рис.3.5). Анализ этой диаграммы показывает, что существуют три области давлений и температур, при которых в устойчивом состоянии находится жидкий и газообразный диоксид углерода. Построение пространственных диаграмм весьма затруднительно, и поэтому на практике используются плоские диаграммы. Плоские диаграммы описывают состояние системы и фазовые равновесия в ней при определенных термодинамических параметрах.	
5.4	Свойства веществ на линии фазовых переходов. Двухфазные системы. Уравнение Ван-дер-Ваальса. Вириальная форма уравнения состояния.	Уравне́ние Ван-дер Ва́альса (*или* уравне́ние Ван дер Ва́альса[К 1]) — уравнение, связывающее основные термодинамические величины в модели газа Ван-дер-Ваальса. Хотя модель идеального газа хорошо описывает поведение реальных газов при низких давлениях и высоких температурах, в других условиях её соответствие с опытом гораздо хуже. В частности, это проявляется в том, что реальные газы могут быть переведены в жидкое и даже в твёрдое состояние, а идеальные — не могут. Для более точного описания поведения реальных газов при низких температурах была создана модель газа Ван-дер-Ваальса, учитывающая силы межмолекулярного взаимодействия. В этой модели внутренняя энергия U становится функцией не только температуры, но и объёма. Уравнение Ван-дер-Ваальса — это одно из широко известных приближённых уравнений состояния, имеющее компактную форму и учитывающее основные характеристики газа с межмолекулярным взаимодействием. Термическим уравнением состояния (или, часто, просто уравнением состояния) называется связь между давлением, объёмом и температурой. Для *одного моля* газа Ван-дер-Ваальса оно имеет вид: $$\left(p+\frac{a}{V_m^2}\right)(V_m-b)=RT,$$ где • P— давление, • Vm — молярный объём, • T — абсолютная температура, • R — универсальная газовая постоянная. Видно, что это уравнение фактически является уравнением состояния идеального газа с двумя поправками. Поправка a учитывает силы притяжения между молекулами (давление на стенку уменьшается, так как есть силы, втягивающие молекулы приграничного слоя внутрь), поправка b — объем молекул газа. Для *V* молей газа Ван-дер-Ваальса уравнение состояния выглядит так: $$\left(p+\frac{a\nu^2}{V^2}\right)(V-b\nu)=\nu RT,$$ где • V — объём.	- (1,0 час.)
5.5	P,V,P - зависимость реальных газов. Коэффициент сжимаемости. Метод термо-	Изотермы газа ван дер Ваальса: P — давление; V — объём; K — критическая точка; abKcd — бинодаль (граница области двухфазного равновесия; область под колоколом бинодали — область двухфазного равновесия жидкость — пар); eKf — спи-	- (1,0 час.)

	динамического подобия.	нодаль (граница между областями метастабильных и термодинамически неустойчивых состояний; область под колоколом спинодали — нереализуемые состояния); bc — линия конденсации; abKe — область перегретой жидкости; dcKf — область переохлаждённого пара; площади закрашенных фигур под изобарой bc и над ней равны (правило Максвелла, 1875) 	
6.	**PV – диаграмма**		
6.1	Особенности P-V - диаграммы водяного пара.	Состояние его изображается точкой *a″*.  Рисунок 1 - p,v-диаграмма водяного пара	- (1,0 час.)
6.2	Удельный объем, энтальпия, энтропия воды, влажного, сухого, насыщенного и перегретого пара.	При дальнейшем подводе теплоты начинается кипение воды с сильным увеличением объема. В цилиндре теперь находится двухфазная среда — смесь воды и пара, называемая влажным насыщенным паром. По мере подвода теплоты количество жидкой фазы уменьшается, а паровой — растет. Температура смеси при этом остается неизменной и равной t_s, так как вся теплота расходуется на испарение жидкой фазы. Следовательно — процесс парообразования на этой стадии является изобарно-изотермическим. Наконец, последняя капля воды превращается в пар, и цилиндр оказывается заполненным только паром, который называется сухим насыщенным. Насыщенным *называется пар, находящийся в термическом и динамическим равновесии с жидкостью, из которой он образуется.* Динамическое равновесие заключается в том, что количество молекул, вылетающих из воды в паровое пространство, равно количеству молекул, конденсирующихся на ее поверхности. В паровом пространстве при этом равновесном состоянии находится максимально возможное при данной температуре число молекул. При увеличении температуры количество молекул, обладающих энергией, достаточной для вылета в паровое пространство, увеличивается. Равновесие восстанавливается за счет возрастания	- (1,0 час.)

давления пара, которое ведет к увеличению его плотности и, следовательно, количества молекул, в единицу времени конденсирующихся на поверхности воды. Отсюда следует, что давление насыщенного пара является монотонно возрастающей функцией его температуры, или, что то же самое, температура насыщенного пара есть монотонно возрастающая функция его давления.

При увеличении объема над поверхностью жидкости, имеющей температуру насыщения, некоторое количество жидкости переходит в пар, при уменьшении объема «излишний» пар снова переходит в жидкость, но в обоих случаях давление пара остается постоянным.

Насыщенный пар, в котором отсутствуют взвешенные частицы жидкой фазы, называется сухим насыщенным паром. Его удельный объем и температура являются функциями давления. Поэтому состояние сухого пара можно задать любым из параметров — давлением, удельным объемом или температурой.

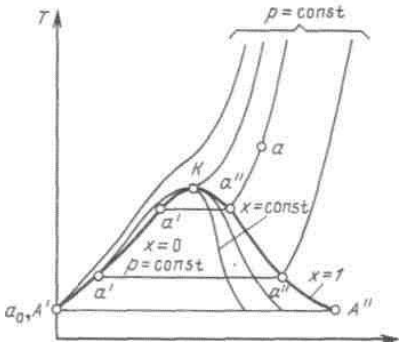
Двухфазная смесь, представляющая собой пар со взвешенными в нем капельками жидкости, называется влажным насыщенным паром. Массовая доля сухого насыщенного пара во влажном называется степенью сухости пара и обозначается буквой x. Массовая доля кипящей воды во влажном паре, равная $1-x$, называется степенью влажности. Для кипящей жидкости $x=0$, а для сухого насыщенного пара $x=1$. Состояние влажного пара характеризуется двумя параметрами: давлением (или температурой насыщения t_s, определяющей это давление) и степенью сухости пара.

При сообщении сухому пару теплоты при том же давлении его температура будет увеличиваться, пар будет перегреваться. Точка a изображает состояние перегретого пара ив зависимости от температуры пара может лежать на разных расстояниях от точки a''. Таким образом, перегретым *называется пар, температура которого превышает температуру насыщенного пара того же давления.*

Так как удельный объем перегретого пара при том же давлении больше, чем насыщенного, то в единице объема перегретого пара содержится меньшее количество молекул, значит, он обладает меньшей плотностью. Состояние перегретого пара, как и любого газа, определяется двумя любыми независимыми параметрами.

Если рассмотреть процесс парообразования при более высоком давлении, то можно заметить следующие изменения. Точка $a0$, соответствующая состоянию 1 кг воды при О °С и новом давлении, остается почти на той же вертикали, так как вода практически несжимаема. Точка a' смещается вправо, ибо с ростом давления увеличивается температура кипения, а жидкость при повышении температуры расширяется. Что же касается пара (точка a''), то, несмотря на увеличение температуры кипения, удельный объем пара все-таки падает из-за более сильного влияния растущего давления.

Поскольку удельный объем жидкости растет, а пара падает, то при постоянном увеличении давления мы достигнем такой точки, в которой удельные объемы жидкости и пара сравняются. Эта точка называется критической. В критической точке

		различия между жидкостью и паром исчезают. Для воды параметры критической точки *К* составляют: $p_{кр}$=221,29·10^5 Па; $t_{кр}$ = 374,15 °С; $v_{кр}$ = 0,00326 м^3/кг. Критическая температура — это максимально возможная температура сосуществования двух фаз: жидкости и насыщенного пара. При температурах, больших критической, возможно существование только одной фазы. Название этой фазы (жидкость или перегретый пар) в какой-то степени условно и определяется обычно ее температурой. Все газы являются сильно перегретыми сверх *T*кр парами. Чем выше температура перегрева (при данном давлении), тем ближе пар по своим свойствам к идеальному газу.	
7.	**Таблицы термодинамических свойств веществ. Истечения из сопел; дросселирование** (лекция – пресс-конференция)		
7.1	Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. T-S; h-S -диаграммы воды и водяного пара.	*T,* s-диаграмма водяного пара. Для исследования различных процессов с водяным паром кроме таблиц используется *T,* s-диаграмма. Она строится путем переноса числовых данных таблиц водяного пара в *T,* s-координаты.  Рисунок 1 - T, s-диаграмма водяного пара Состояние воды в тройной точке (s_0 = 0; T0 = 273,16 К) изображается в диаграмме точкой *A'*. Откладывая на диаграмме для разных температур значения *s*' и *s*", получим нижнюю и верхнюю пограничные кривые. Влево от нижней пограничной кривой располагается область жидкости, между пограничными кривыми — двухфазная область влажного насыщенного пара, вправо и вверх от верхней пограничной кривой — область перегретого пара. На диаграмму наносят изобары, изохоры и линии постоянной степени сухости, для чего каждую изобару *a'a"* делят на одинаковое число частей и соединяют соответствующие точки линиями *x* = const. Область диаграммы, лежащая ниже нулевой изотермы, отвечает различным состояниям смеси пар+лед. *h, s*-диаграмма водяного пара. Если за независимые параметры, определяющие состояние рабочего тела, принять энтропию *s* и энтальпию *h*, то каждое состояние можно изобразить точкой на л, s-диаграмме. На рисунке 6.3 изображена *h, s*-диаграмма для водяного пара, которая строится путем переноса числовых данных таблиц водяного пара в *h, s*-координаты. За начало координат принято состояние воды в тройной точке. Откладывая на диаграмме для различных давлений значения *s'* и *h*" для воды при температуре, кипения, а также *s"* и *h"* для сухого	лекция – пресс-конференция (0,5 час.)

насыщенного пара, получаем нижнюю и верхнюю пограничные кривые.

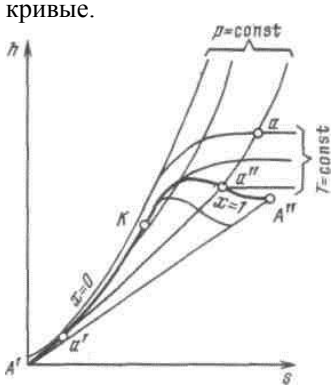


Рисунок 2 - h, s-диаграмма водяного пара

Изобары в двухфазной области влажного пара представляют собой пучок расходящихся прямых. Действительно, в процессе p=const $ds = \delta q_p / T = dh/T$, или $(\partial h/\partial s)_p = T$, т.е. тангенс угла наклона изобары в h, s-координатах численно равен абсолютной температуре данного состояния. Так как в области насыщения изобара совпадает с изотермой, тангенс угла наклона постоянен и изобара является прямой. Чем выше давление насыщения, тем выше температура, тем больше тангенс угла наклона изобары, поэтому в области насыщения прямые p = const расходятся. Чем больше давление, тем выше лежит изобара. Критическая точка K лежит не на вершине, как это было в p, v- и T, s-диаграммах, а на левом склоне пограничной кривой.

В области перегрева температура пара (при постоянном давлении) растет с увеличением s примерно по логарифмической кривой и крутизна изобары увеличивается. Аналогичный характер имеют изобары и в области воды, но они идут так близко от пограничной кривой, что практически сливаются с ней.

При низких давлениях и относительно высоких температурах перегретый пар по своим свойствам близок к идеальному газу. Так как в изотермическом процессе энтальпия идеального газа не изменяется, изотермы сильно перегретого пара идут горизонтально. При приближение к области насыщения, т. е. к верхней пограничной кривой, свойства перегретого пара значительно отклоняются от свойств идеального газа и изотермы искривляются.

В h, s-диаграмме водяного пара нанесены также линии v=const, идущие круче изобар.

Обычно всю диаграмму не выполняют, а строят только ее верхнюю часть, наиболее употребительную в практике расчетов. Это дает возможность изображать ее в более крупном масштабе.

Для любой точки на этой диаграмме можно найти p, v, t, h, s, x. Большое достоинство диаграммы состоит в том, что количество теплоты в изобарном процессе равно разности ординат конечной и начальной точек процесса и изображается отрезком вертикальной прямой, а не площадью как в T, s-диаграмме, поэтому h, s-диаграмма исключительно широко используется при проведении тепловых расчетов.

Основные термодинамические процессы водяного пара. Для анализа работы паросиловых уста-

новок существенное значение имеют изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы. Расчет этих процессов можно выполнить либо с помощью таблицы воды и водяного пара, либо с помощью *h, s*-диаграммы. Первый способ более точен, но второй более прост и нагляден.

Общий метод расчета по *h, s*-диаграмме состоит в следующем. По известным параметрам наносится начальное состояние рабочего тела, затем проводится линия процесса и определяются его параметры в конечном состоянии. Далее вычисляется изменение внутренней энергии, определяются количества теплоты и работы в заданном процессе.

Изохорный процесс. Из диаграммы на рисунке видно, что нагреванием при постоянном объеме влажный пар можно перевести в сухой насыщенный и перегретый. Охлаждением его можно сконденсировать, но не до конца, так как при каком угодно низком давлении над жидкостью всегда находится некоторое количество насыщенного пара. Это означает, что изохора не пересекает нижнюю пограничную кривую.

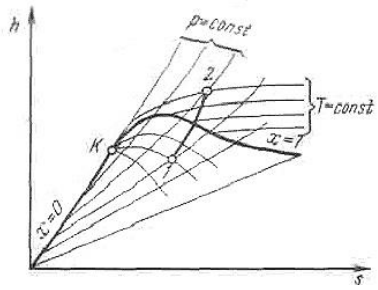


Рисунок 3 - Изохорный процесс водяного пара

Изменение внутренней энергии водного пара при *v*=const

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1).$$

Данная формула справедлива и для всех без исключения остальных термодинамических процессов.

В изохорном процессе работа *1=0,* поэтому подведенная теплота расходуется (в соответствии с первым законом термодинамики) на увеличение внутренней энергии пара:

$$q = u_2 - u_1$$

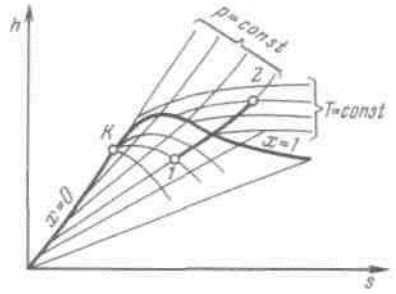
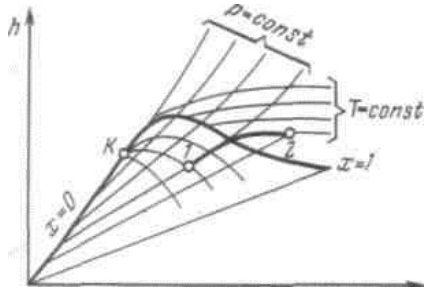
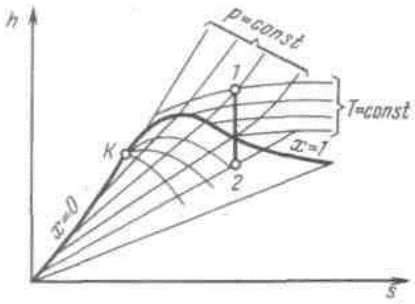
Изобарный процесс. При подводе теплоты к влажному насыщенному пару его степень сухости увеличивается и он (при постоянной температуре) переходит в сухой, а при дальнейшем подводе теплоты — в перегретый пар (температура пара при этом растет). При отводе теплоты влажный пар конденсируется при *T*s= const.

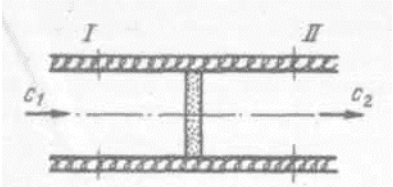
Полученная в процессе теплота равна разности энтальпий:

$$q = h_2 - h_1.$$

Работа процесса подсчитывается по формуле:

$$l = p(v_2 - v_1).$$

		 Рисунок 4 - Изобарный процесс водяного пара Изотермический процесс. Внутренняя энергия водяного пара в процессе T = const не остается постоянной (как у идеального газа), так как изменяется ее потенциальная составляющая. Величина Δu находится по формуле $\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1)$. Количество полученной в изотермическом процессе теплоты равно $q = T(s_2 - s_1)$. Работа расширения определяется из первого закона термодинамики: $l = q - \Delta u$.  Рисунок 5 - Изотермический процесс водяного пара Адиабатный процесс. При адиабатном расширении давление и температура пара уменьшаются, и перегретый пар становится сначала сухим, а затем влажным. Работа адиабатного процесса определяется выражением $l = -\Delta u = u_1 - u_2 = (h_1 - p_1 v_1) - (h_2 - p_2 v_2)$.  Рисунок 6- Адиабатный процесс водяного пара	
7.2	Процесс дросселирования. Дифференциальный дроссель-эффект, температура инверсии, кривая инверсии. Физическая сущность эффекта Джоуля-Томсона. Ин-	Из опыта известно, что если на пути движения газа или пара в канале встречается препятствие (местное сопротивление), частично загромождающее поперечное сечение потока, то давление за препятствием всегда оказывается меньше, чем перед ним. Этот процесс уменьшения давления, в итоге которого нет ни увеличения кинетической энергии, ни совершения технической работы, называется ***дросселированием.***	лекция – пресс-конференция (0,6 час.)

	тегральный дроссель-эффект.	 Рисунок 1 - Дросселирование рабочего тела в пористой перегородке Рассмотрим течение рабочего тела сквозь пористую перегородку. Приняв, что дросселирование происходит без теплообмена с окружающей средой, рассмотрим изменение состояния рабочего тела при переходе из сечения *I* в сечение *II*. $h_1 = h_2 + \left(c_2^2 - c_1^2\right)/2$, где $h1$, $h2$— значения энтальпии в сечениях *I* и *II*. Если скорости потока до и после пористой перегородки достаточно малы, так что $c_2^2 - c_1^2 \approx 0$, то $h_1 = h_2$. Итак, при адиабатном дросселировании рабочего тела его энтальпия остается постоянной, давление падает, объем увеличивается. Поскольку $h = u + pv$, то из равенства $h_1 = h_2$ получаем, что $u_1 + p_1v_1 = u_2 + p_2v_2$, или $u_1 - u_2 = p_2v_2 - p_1v_1$. Для идеальных газов $h_2 - h_1 = c_p\left(t_2 - t_1\right)$, поэтому в результате дросселирования температура идеального газа остается постоянной, вследствие чего $u_1 = u_2$ и $p_1v_1 = p_2v_2$. При дросселировании реального газа температура меняется (***эффект Джоуля—Томсона***). Как показывает опыт, знак изменения температуры ($\left(dT/dp\right)_h$ для одного и того же вещества может быть положительным ($\left(dT/dp\right)_h > 0$), газ при дросселировании охлаждается, и отрицательным ($\left(dT/dp\right)_h < 0$), газ нагревается) в различных областях состояния. Состояние газа, в котором $\left(dT/dp\right)_h = 0$, называется точкой инверсии эффекта Джоуля — Томсона, а температура, при которой эффект меняет знак,— температурой инверсии. Для водорода она равна -57°С, для гелия составляет -239 °С (при атмосферном давлении).	
7.3	Адиабатное расширение реального газа. Потери эксергии в процессе адиабатного расширения. Потери эксергии при дросселировании. Расчет процесса дросселирования водяного пара в h,S - диаграмме.	***Адиабатное дросселирование*** используется в технике получения низких температур (ниже температуры инверсии) и ожижения газов. Естественно, что до температуры инверсии газ нужно охладить каким-то другим способом. На рисунке условно показано изменение параметров при дросселировании идеального газа и водяного пара. Условность изображения состоит в том, что неравновесные состояния нельзя изобразить на диаграмме, т. е. можно изобразить только начальную и конечную точки.	лекция – пресс-конференция (0,7 час.)

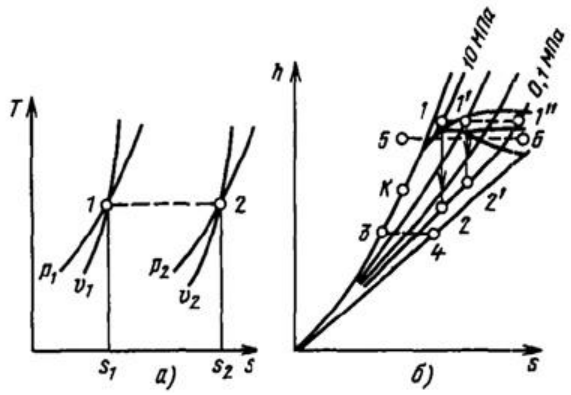


Рисунок 2 - Дросселирование идеального газа *(а)* и водяного пара (б)

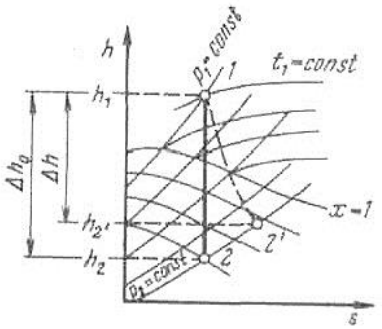
При дросселировании идеального газа (рисунок *а)* температура, как уже говорилось, не меняется.

Из *h,s*-диаграммы видно, что при адиабатном дросселировании кипящей воды она превращается во влажный пар (процесс *3—4),* причем чем больше падает давление, тем больше снижается температура пара и увеличивается степень его сухости. При дросселировании пара высокого давления и небольшого перегрева (процесс *5—6)* пар сначала переходит в сухой насыщенный, затем во влажный, потом снова в сухой насыщенный и опять в перегретый, причем температура его в итоге также уменьшается.

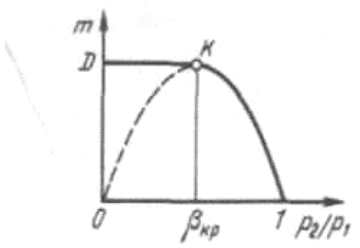
Дросселирование является типичным неравновесным процессом, в результате которого энтропия рабочего тела возрастает без подвода теплоты. Как и всякий неравновесный процесс, дросселирование приводит к потере располагаемой работы. В этом легко убедиться на примере парового двигателя. Для получения с его помощью технической работы мы располагаем паром с параметрами *p*1 и *t*1. Давление за двигателем равно p_2 (если пар выбрасывается в атмосферу, то p_2 = 0,1 МПа).

В идеальном случае расширение пара в двигателе является адиабатным и изображается в *h,s*-диаграмме вертикальной линией *1-2* между изобарами *p1* (в нашем примере 10 МПа) и *p*2 (0,1 МПа). Совершаемая двигателем техническая работа равна разности энтальпий рабочего тела до и после двигателя: $l_{\text{тех}} = h_1 - h_2$. На рисунке *б* эта работа изображается отрезком *1-2.*

Если пар предварительно дросселируется в задвижке, например, до 1МПа, то состояние его перед двигателем характеризуется уже точкой *1'*. Расширение пара в двигателе пойдет при этом по прямой *1'-2'*. В результате техническая работа двигателя, изображаемая отрезком *1'-2',* уменьшается. Чем сильнее дросселируется пар, тем большая доля располагаемого теплоперепада, изображаемого отрезком *1-2,* безвозвратно теряется. При дросселировании до давления p_2, равного в нашем случае 0,1 МПа (точка *1''*), пар вовсе теряет возможность совершить работу, ибо до двигателя он имеет такое же давление, как и после него. Дросселирование иногда используют для регулирования (уменьшения) мощности тепловых двигателей. Конечно, такое регулирование неэкономично, так как часть работы безвозвратно теряется, но оно иногда применяется вследствие своей простоты.

7.4	Основные уравнения истечения. Уравнение сплошности, движения, уравнение состояния. Уравнение первого закона для потока.	Истечение без трения. Так как водяной пар не является идеальным газом, расчет его истечения лучше выполнять не по аналитическим формулам, а с помощью *h, s*-диаграммы. Пусть пар с начальными параметрами вытекает в среду с давлением p_2. Если потери энергии на трение при движении водяного пара по каналу и теплоотдача к стенкам сопла пренебрежимо малы, то процесс истечения протекает при постоянной энтропии и изображается на *h,s*-диаграмме вертикальной прямой *1-2*. Скорость истечения рассчитывается по формуле: $c = \sqrt{2(h_1 - h_2)} = \sqrt{2\Delta h_0}$, где *h*1 определяется на пересечении линий *p*1 и *t*1, а *h*2 находится на пересечении вертикали, проведенной из точки 1, с изобарой *p*2 (точка *2).*  Рисунок 1 - Процессы равновесного и неравновесного расширения пара в сопле Если значения энтальпий подставлять в эту формулу в кДж/кг, то скорость истечения (м/с) примет вид $c = 44{,}7\sqrt{h_1 - h_2}$. Действительный процесс истечения. В реальных условиях вследствие трения потока о стенки канала процесс истечения оказывается неравновесным, т. е. при течении газа выделяется теплота трения и поэтому энтропия рабочего тела возрастает. На рисунке неравновесный процесс адиабатного расширения пара изображен условно штриховой линией *1-2'*. При том же перепаде давлений $p_1 - p_2$ срабатываемая разность энтальпий $h_1 - h_2 = \Delta h$ получается меньше, чем Δh_0, в результате чего уменьшается и скорость истечения $c_{2'}$. Физически это означает, что часть кинетической энергии потока из-за трения переходит в теплоту, а скоростной напор $c_{2'}^2/2$ на выходе из сопла получается меньше, чем при отсутствии трения. Потеря в сопловом аппарате кинетической энергии вследствие трения выражается разностью $\Delta h_0 - \Delta h = h_{2'} - h_2$. Отношение потерь в сопле к располагаемому теплопадению называется коэффициентом потери энергии в сопле ξ_c: $\xi_c = (\Delta h_0 - \Delta h)/\Delta h_0 = 1 - \Delta h/\Delta h_0$. Формула для подсчета действительной скорости адиабатного неравновесного истечения: $c_{2'} = 44{,}7\sqrt{(1-\xi)\Delta h_0} = 44{,}7\varphi_c\sqrt{\Delta h_0}$.	лекция – пресс-конференция (0,5 час.)

		Коэффициент φ_c называется скоростным коэффициентом сопла. Современная техника позволяет создавать хорошо спрофилированные и обработанные сопла, у которых $\varphi_c = 0{,}95...0{,}98$.	
7.5	Адиабатное течение, располагаемая работа. Скорость звука. Сопла, изменение скорости течения вдоль сопла. Истечение из суживающегося сопла.	*Специально спрофилированные каналы для разгона рабочей среды и придания потоку определенного направления называются* соплами. *Каналы, предназначенные для торможения потока и повышения давления, называются* диффузорами. Техническая работа в них не совершается, поэтому уравнение $\delta q_{внеш} = dh + \delta l_{тех} + d\left(c^2/2\right)$ приводится к виду $\delta q_{внеш} = dh + d\left(c^2/2\right)$. С другой стороны, для объема рабочего тела, движущегося в потоке без трения, применимо выражение первого закона термодинамики для закрытой системы $\delta q_{внеш} = dh - vdp$. Приравняв правые части двух последних уравнений, получим $cdc = -vdp$. (1) Видно, что *dc* и *dp* всегда имеют противоположные знаки. Следовательно, увеличение скорости течения в канале *(dc>0)* возможно лишь при уменьшении давления в нем *(dp<0).* Наоборот, торможение потока (*dc*<0) сопровождается увеличением давления (*dp*>0), Так как длина сопла и диффузора невелика, а скорость течения среды в них достаточно высока, то теплообмен между стенками канала и средой при малом времени их контакта настолько незначителен, что в большинстве случаев им можно пренебречь и считать процесс истечения адиабатным ($q_{внеш} = 0$). При этом уравнение $q_{внеш} = h_2 - h_1 + l_{тех} + \left(c_2^2/2 - c_1^2/2\right)$ принимает вид $\left(c_2^2 - c_1^2\right)/2 = h_1 - h_2$. (2) Следовательно, ускорение адиабатного потока происходит за счет уменьшения энтальпии, а торможение потока вызывает ее увеличение. Проинтегрировав соотношение (1) и сравнив его с уравнением (2), получим, что для равновесного адиабатного потока $h_1 - h_2 = \int_{p_2}^{p_1} vdp$ при $q_{внеш} = 0,\ q_{тр} = 0,$ т. е. располагаемая работа при адиабатном расширении равна располагаемому теплоперепаду. Рассмотрим процесс равновесного (без трения) адиабатного истечения газа через сопло из резервуара, в котором газ имеет параметры T_1, $p1$, $v1$. Скорость газа на входе в сопло обозначим через $c1$. Будем считать, что давление газа на выходе из сопла p_2 равно давлению среды, в которую вытекает газ. Расчет сопла сводится к определению скорости и расхода газа на выходе из него, нахождению площади поперечного сечения и правильному выбору его формы. Скорость истечения в соответствии с уравнением (2) $c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + c_1^2}$. Выберем достаточно большую площадь входного сечения сопла, тогда $c1$=0 и	лекция – пресс-конференция (0,6 час.)

		$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)} = \sqrt{2\Delta h_0}$ где $\Delta h_0 = h_1 - h_2 = u_1 - u_2 + (p_1v_1 - p_2v_2)$ — располагаемый адиабатный теплоперепад. Для идеального газа изменение внутренней энергии в адиабатном процессе $u_1 - u_2 = l$ вычисляется по формуле $l = \frac{1}{k-1}(p_1v_1 - p_2v_2)$, поэтому $\Delta h_0 = \frac{1}{k-1}(p_1v_1 - p_2v_2) + (p_1v_1 - p_2v_2) = \frac{k}{k-1}(p_1v_1 - p_2v_2)$. Тогда $c_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1}(p_1v_1 - p_2v_2)} = \sqrt{\frac{2k}{k-1}p_1v_1\left(1 - \frac{p_2v_2}{p_1v_1}\right)} = \sqrt{\frac{2k}{k-1}p_1v_1\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}$. (3) Массовый расход газа m через сопло (кг/с) определяется из соотношения $m = Fc_2 / v_2$, (4) где F — площадь выходного сечения сопла.	
7.6	Расход газа при истечении из суживающегося сопла, максимальный расход, критическая скорость, скорость звука. Зависимость скорости и расхода от отношения начального и конечного давлений.	Воспользовавшись выражениями (3) и (4), получим $m = F\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_1}{v_1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$. (5) Из выражения (5) следует, что массовый расход идеального газа при истечении зависит от площади выходного сечения сопла, свойств и начальных параметров газа и степени его расширения (т. е. давления газа на выходе). По уравнению (5) построена кривая *1K0.*  Рисунок 1 - Зависимость массового расхода газа через сопло от отношения При $p2=p1$ расход, естественно, равен нулю. С уменьшением давления среды $p2$ расход газа увеличивается и достигает максимального значения при $p_2 / p_1 = \beta_{кр}$. При дальнейшем уменьшении отношения p_2 / p_1 значение m, рассчитанное по формуле (7.8), убывает и при p_2 / p_1=0 становится равным нулю. Сравнение описанной зависимости с экспериментальными данными показало, что для результаты полностью совпадают, а для они расходятся— действительный массовый расход на этом участке остается постоянным (прямая *KD*). Для того чтобы объяснить это расхождение теории с экспериментом, А. Сен-Венан в 1839 г. выдвинул гипотезу о том, что в суживающемся сопле невозможно получить давление газа ниже некоторого критического значения $p_{кр}$, соответствующего максимальному расходу газа через сопло. Как бы мы ни понижали давление p_2 среды, куда происходит истечение, давление на выходе из	лекция – пресс-конференция (0,6 час.)

сопла остается постоянным и равным $p_{кр}$.

Для отыскания максимума функции $m = f(\beta)$ (при $p1$=const), соответствующего значению $\beta_{кр}$, возьмем первую производную от выражения в квадратных скобках и приравняем ее нулю:

$$\frac{d}{dp}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right] = \frac{2}{k}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(2/k)-1} - \frac{k+1}{k}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}-1} = 0,$$

откуда

$$\beta_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}. \qquad (6)$$

Таким образом, отношение критического давления на выходе к давлению перед соплом имеет постоянное значение и зависит только от показателя адиабаты, т. е. от природы рабочего тела.

Газ	1-атомный	2-атомный	3-атомный и перегретый пар
k	1,66	1,4	1,3
$\beta_{кр}$	49	0,528	0,546

Таким образом, изменение невелико, поэтому для оценочных расчетов можно принять $\beta_{кр} \approx 0{,}5$.

Критическая скорость устанавливается в устье сопла при истечении в окружающую среду с давлением, равным или ниже критического. Ее можно определить по уравнению:

$$c_{кр} = \sqrt{2\frac{k}{k+1}p_1 v_1} = \sqrt{2\frac{k}{k+1}RT_1}.$$

(7)

Величина критической скорости определяется физическими свойствами и начальными параметрами газа.

Из уравнения адиабаты следует, что $v_1 = v_{кр}\left(p_{кр}/p_1\right)^{1/k}$. Заменяя здесь отношение $p_{кр}/p_1$ в соответствии с уравнением (7), получаем

$$v_1 = v_{кр}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)}.$$

Подставляя значение $v1$ и значение $p1$ в формулу $c_{кр} = \sqrt{2\frac{k}{k+1}p_1 v_1}$, получаем $c_{кр} = \sqrt{k p_{кр} v_{кр}}$. Из курса физики известно, что $\sqrt{k p_{кр} v_{кр}} = a$ есть скорость распространения звука в среде с параметрами $p = p_{кр}$ и $v = v_{кр}$.

Таким образом, критическая скорость газа при истечении равна местной скорости звука в выходном сечении сопла. Именно это обстоятельство объясняет, почему в суживающемся сопле газ не может расшириться до давления, меньшего критического, а скорость не может превысить критическую.

Действительно, как известно из физики, импульс давления (упругие колебания) распространяется в сжимаемой среде со скоростью звука, поэтому когда скорость истечения меньше скорости звука, уменьшение давления за соплом передается по

		потоку газа внутрь канала с относительной скоростью $c+a$ и приводит к перераспределению давления (при том же значении давления газа $p1$ перед соплом). В результате в выходном сечении сопла устанавливается давление, равное давлению среды. Если же скорость истечения достигнет скорости звука (критической скорости), то скорость движения газа в выходном сечении и скорость распространения давления будут одинаковы. Волна разрежения, которая возникает при дальнейшем снижении давления среды за соплом, не сможет распространиться против течения в сопле, так как относительная скорость ее распространения *(а—с)* будет равна нулю. Поэтому никакого перераспределения давлений не произойдет и, несмотря на то, что давление среды за соплом снизилось, скорость истечения останется прежней, равной скорости звука на выходе из сопла. Максимальный секундный расход газа при критическом значении $\beta_{кр}$ можно определить из уравнения (6), если в него подставить $\beta_{кр} = [2/(k+1)]^{k/k-1}$. Тогда $m_{кр} = F_{мин}\sqrt{\frac{2k}{k+1}\frac{p_1}{v_1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{2/(k-1)}}$. (8) Максимальный секундный расход определяется состоянием газа на входе в сопло, величиной выходного сечения сопла $F_{мин}$ и показателем адиабаты газа, т. е. его природой. Все приведенные соотношения приближенно справедливы и для истечения из непрофилированных специально сопл, например из отверстий в сосуде, находящемся под давлением. Скорость истечения из таких отверстий не может превысить критическую, определяемую формулой (7.11), а расход не может быть больше определяемого при любом давлении в сосуде. (Из-за больших потерь на завихрения в этом случае расход вытекающего газа будет меньше рассчитанного по приведенным формулам). Чтобы получить на выходе из сопла сверхзвуковую скорость, нужно придать ему специальную форму, что видно из следующего параграфа.	
7.7	Переход через скорость звука, число Маха. Комбинированное сопло Лаваля. Истечение реальных газов и паров. Расчет истечения с помощью h,S - диаграммы. Истечение с учетом необратимости.	В соответствии с уравнением неразрывности потока в стационарном режиме $F = mv/c$. (1) Секундный массовый расход m одинаков для всех сечений, поэтому изменение площади сечения F вдоль сопла (по координате *x)* определяется соотношением интенсивностей возрастания удельного объема газа v и его скорости c. Если скорость увеличивается быстрее, чем удельный объем $(dc/dx > dv/dx)$, то сопло должно суживаться, если же $dc/dx < dv/dx$ расширяться. Возьмем дифференциалы от левой и правой частей уравнения (7.11) при условии $m = \text{const}$: $dF = m(cdv - vdc)/c^2$. (2) Разделив (7.13) на (7.12), получим $dF/F = dv/v - dc/c.$ (3) При адиабатном равновесном расширении идеальных газов связь между давлением и объемом	лекция – пресс-конференция (0,5 час.)

описывается уравнением $pv^k = \text{const}.$

Опыт показывает, что с известным приближением это уравнение применимо и к адиабатному процессу водяного пара (для перегретого пара k=1,3).

После дифференцирования уравнения адиабаты получаем

$$\frac{dv}{v} = -\frac{1}{k}\frac{dp}{p}.$$

Разделив уравнение $cdc = -vdp$ на pv, найдем

$$\frac{dp}{p} = -\frac{c}{pv}dc = -\frac{c^2}{pv}\frac{dc}{c}. \quad (4)$$

Подставив вместо dv/v выражение $-\frac{1}{k}\frac{dp}{p}$, получим

$$\frac{dF}{F} = \left(\frac{c^2}{kpv} - 1\right)\frac{dc}{c} = \left(\frac{c^2}{a^2} - 1\right)\frac{dc}{c}. \quad (5)$$

Рассмотрим движение газа через сопло. Поскольку оно предназначено для увеличения скорости потока, то dc>0 и знак у dF определяется отношением скорости потока к скорости звука в данном сечении. Если скорость потока мала (c/a<1), то dF<0 (сопло суживается). Если же c/a>1, то $dF>0$, т.е. сопло должно расширяться.

На рисунке 7.4 представлены три возможных соотношения между скоростью истечения $c2$ и скоростью звука a на выходе из сопла. При отношении давлений $p_2 / p_1 < \beta_{кр}$ скорость истечения меньше скорости звука в вытекающей среде. Внутри сопла скорость потока также везде меньше скорости звука. Следовательно, сопло должно быть суживающимся на всей длине. Длина сопла влияет лишь на потери от трения, которые здесь не рассматриваются.

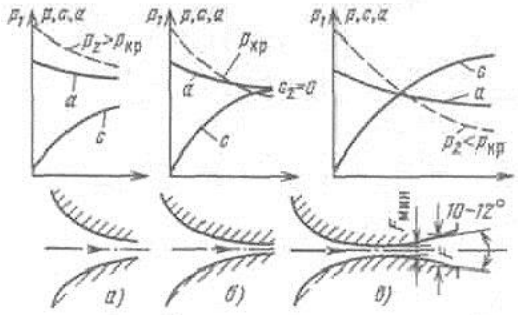


Рисунок 1- Зависимость формы сопла от скорости истечения c_2:

а- c_2<а; б - c_2=а в - c_2>а

При более низком давлении за соплом можно получить режим, изображенный на рисунке *б*. В этом случае скорость на выходе из сопла равна скорости звука в вытекающей среде. Внутри сопло по-прежнему должно суживаться *(dF<0),* и только в выходном сечении *dF=0.*

Чтобы получить за соплом сверхзвуковую скорость, нужно иметь за ним давление меньше критического (рисунок *в*). В этом случае сопло необходимо составить из двух частей — суживающейся, где *c<a,* и расширяющейся, где *c>a.* Такое комбинированное сопло впервые было применено швед-

		ским инженером К. Г. Лавалем в 80-х годах прошлого столетия для получения сверхзвуковых скоростей пара. Сейчас сопла Лаваля применяют в реактивных двигателях самолетов и ракет. Угол расширения не должен превышать 10—12°, чтобы не было отрыва потока от стен. При истечении газа из такого сопла в среду с давлением меньше критического в самом узком сечении сопла устанавливаются критические давление и скорость. В расширяющейся насадке происходит дальнейшее увеличение скорости и соответственно падение давления истекающего газа до давления внешней среды. Рассмотрим теперь движение газа через диффузор — канал, в котором давление повышается за счет уменьшения скоростного напора ($dc<0$). Из уравнения * следует, что если $c/a<1$, то $dF>0$, т. е. если скорость газа при входе в канал меньше скорости звука, то диффузор должен расширяться по направлению движения газа так же, как при течении несжимаемой жидкости. Если же скорость газа на входе в канал больше скорости звука ($c/a>1$), то диффузор должен суживаться ($dF<0$).	
8.	**Циклы паротурбинных установок**		
8.1	Основные положения и принцип действия. Цикл установки (цикл Ренкина).	Современная стационарная теплоэнергетика базируется в основном на паровых теплосиловых установках. Продукты сгорания топлива в этих установках являются лишь промежуточным теплоносителем (в отличие от ДВС и ГТУ), а рабочим телом служит чаще всего водяной пар.	- (2,0 час.)
8.2	Цикл с насыщенным паром, представление цикла в P,V и T,S - диаграммах.	Цикл Карно насыщенного пара можно было бы осуществить следующим образом. Теплота от горячего источника подводится при постоянной температуре T_1 по линии *5-1*, в результате чего вода с параметрами точки *5* превращается в сухой насыщенный пар с параметрами точки *1*. Пар адиабатно расширяется в турбине до температуры T_2, совершая техническую работу и превращаясь во влажный пар с параметрами точки *2*. Этот пар поступает в конденсатор, где отдает теплоту холодному источнику (циркулирующей по трубкам охлаждающей воде), в результате чего его степень сухости уменьшается от x' до x_2'. Изотермы в области влажного пара являются одновременно и изобарами, поэтому процессы *5-1* и *2-2'* протекают при постоянных давлениях p_1 и p_2. Влажный пар с параметрами точки *2'* сжимается в компрессоре по линии *2'-5*, превращаясь в воду с температурой кипения. На практике этот цикл не осуществляется, прежде всего, потому, что в реальном цикле вследствие потерь, связанных с неравновесностью протекающих в нем процессов, на привод компрессора затрачивалась бы большая часть мощности, вырабатываемой турбиной. Значительно удобнее и экономичнее в реальном цикле конденсировать пар до конца по линии *2-3*, а затем насосом увеличивать давление воды от p_2 до p_1 по линии *3-4*. Поскольку вода несжимаема, точки *3* и *4* почти совпадают, и затрачиваемая на привод насоса мощность оказывается ничтожной по сравнению с мощностью турбины (несколько процентов), так что практически вся мощность турбины используется в качестве полезной. Такой цикл	- (2,0 час.)

был предложен в 50-х годах прошлого века шотландским инженером и физиком Ренкиным и почти одновременно Клаузиусом. Схема теплосиловой установки, в которой осуществляется этот цикл, представлена на рис. (На этой схеме показана также возможность перегрева пара в пароперегревателе *6-1,* которая в цикле насыщенного пара не реализуется).

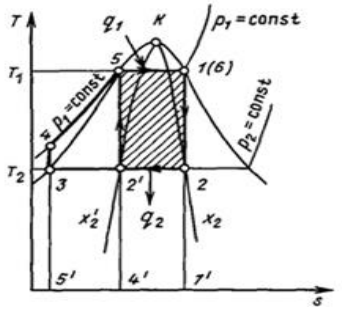


Рисунок 8.6 - Циклы Карно и Ренкина насыщенного водяного пара в *T,s* диаграмме

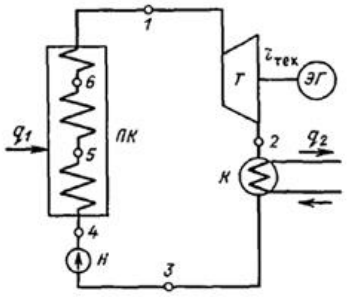


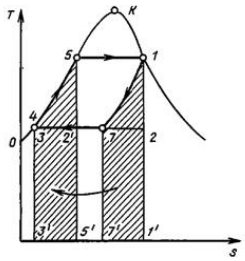
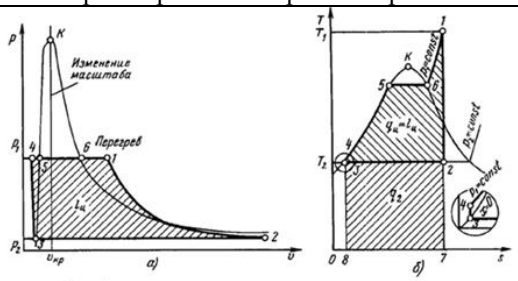
Рисунок 8.7 - Схема паросиловой установки: *ПК* — паровой котел; *Т* — паровая турбина; *ЭГ*- электрогенератор; *К* — конденсатор; *Н* — насос

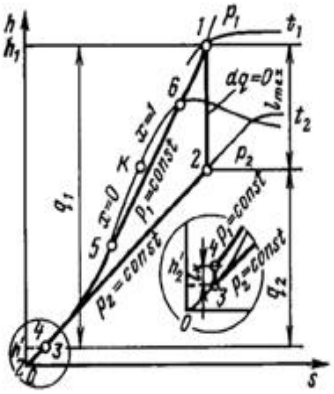
Теплота в этом цикле подводится по линии *4-5-6* (см. рис.) в паровом котле, пар поступает в турбину *Т* и расширяется там по линии *1-2* до давления, совершая техническую работу $l_{тех}$. Она передается на электрический генератор *ЭГ* или другую машину, которую вращает турбина. Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор *К,* где конденсируется по линии *2-3,* отдавая теплоту конденсации холодному источнику (охлаждающей воде). Конденсат забирается насосом *Н* и подается снова в котел (линия *3-4*).

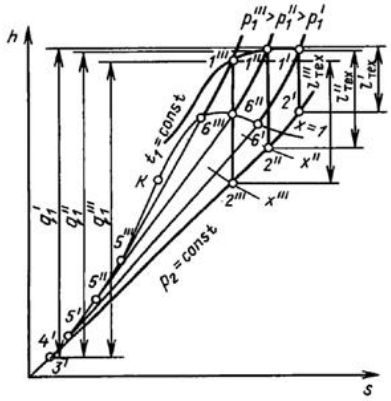
Термический КПД цикла Ренкина, естественно, меньше, чем η_t цикла Карно при тех же температурах T_1 и T_2, поскольку средняя температура подвода теплоты уменьшается при неизменной температуре отвода. Однако реальный цикл (с учетом неравновесности сжатия пара в компрессоре в цикле Карно) оказывается экономичнее.

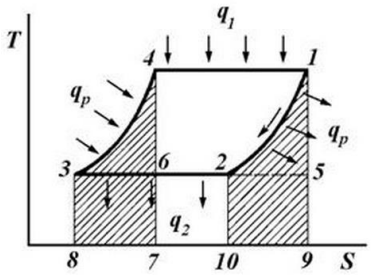
Теоретически термический КПД цикла Ренкина можно сделать равным КПД цикла Карно с помощью регенерации теплоты, если осуществить расширение пара не по адиабате *1-2,* как в обычной турбине, а по политропе *7* эквидистантной линии *4-5* нагрева воды, и всю выделяющуюся при этом теплоту (площадь *1-1'-7'-7)* передать в идеальном (без потерь эксер-гии) теплообменнике воде (площадь *3'-3-5-5').*

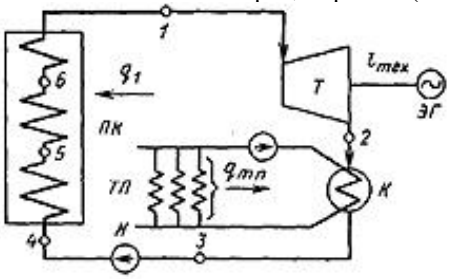
На практике такую идеальную регенерацию

		осуществить не удается, однако в несколько ином виде регенеративный подогрев воды применяется очень широко и позволяет существенно увеличить КПД реального цикла. К сожалению, цикл насыщенного водяного пара обладает весьма низким КПД из-за невысоких температур насыщения. Например, при давлении 9,8МПа температура насыщения составляет 311 °С. При температуре холодного источника, равной 25 °С, $\eta_{tKKарн}$=(273 + 25)/(273 + 311)=0,49. Дальнейшее увеличение температуры а значит, и давления не имеет смысла, ибо, мало увеличивая КПД, оно приводит к утяжелению оборудования из условий прочности, а также к уменьшению количества теплоты , забираемой каждым килограммом воды в процессе испарения *5-1* (из-за сближения точек и на рис. и по мере повышения температуры). Это значит, что для получения той же мощности необходимо увеличивать расходы воды и пара, т. е. габариты оборудования. При температуре, превышающей критическую (для воды $_{кр}$ = 374,15°С что соответствует давлению 22,1 МПа), цикл на насыщенном паре вообще невозможен. Поэтому цикл насыщенного пара (регенеративный) применяется в основном в атомной энергетике, где перегрев пара выше температуры насыщения связан с определенными трудностями.  Рисунок 8.8 - Идеальная регенерация теплоты в цикле насыщенного пара Между тем металлы, которыми располагает современное машиностроение, позволяют перегревать пар до 550— 600 °С. Это дает возможность уменьшить потери эксергии при передаче теплоты от продуктов сгорания к рабочему телу и тем самым существенно увеличить эффективность цикла. Кроме того, перегрев пара уменьшает потери на трение при его течении в проточной части турбины. Все без исключения тепловые электрические станции на органическом топливе работают сейчас на перегретом паре, а иногда пар на станции перегревают дважды и даже трижды. Перегрев пара все шире применяется и на атомных электростанциях, особенно в реакторах на быстрых нейтронах.	
8.3	Цикл с перегретым паром, представленный в P,V и T,S - диаграммах.	 Рисунок 8.9 - Цикл Ренкина на перегретом паре:	- (2,0 час.)

		а — в *p,v*- диаграмме; *б* — в *T,s*-диаграмме Изображения идеального цикла перегретого пара в *p-, v-, T-, s-,* и *h, s*-диаграммах приведены на рис. 6.9 и 6.10. Этот цикл отличается от цикла Ренкина на насыщенном паре (см. рис. 6.6) только наличием дополнительного перегрева по линии *6-1*. Он осуществляется в пароперегревателе, являющемся элементом парового котла. Термический КПД цикла определяется, как обычно, по уравнению $\eta = \frac{q_1 - q_2}{q_1}$. Теплота подводится при в процессах *4-5* (подогрев воды до температуры кипения), *5-6* (парообразование) и *6-1* (перегрев пара). Теплота <7ь подведенная к 1 кг рабочего тела в изобарном процессе, равна разности энтальпий в конечной и начальной точках процесса: $q_1 = h_1 - h_4$.. Отвод теплоты в конденсаторе осуществляется также по изобаре *2-3*, следовательно, $q_2 = h_2 - h_3$.	
8.4	Анализ циклов с насыщенным и перегретым паром.	 Рисунок 8.10 - Цикл Ренкина в *h,s*-диаграмме Из формулы видно, что КПД идеального цикла Ренкина определяется значениями энтальпий пара до турбины h_1 и после нее h_2 и энтальпии воды h'_2, находящейся при температуре кипения t_2. В свою очередь эти значения определяются тремя параметрами цикла: давлением p_1 и температурой пара t_1 перед турбиной и давлением p_2 за турбиной, т. е. в конденсаторе. В самом деле, зная p_1 и t_1 легко отыскать положение точки *1* в *h, s* -диаграмме и найти энтальпию h_2. Пересечение адиабаты, проведенной из точки *1*, с изобарой p_2 определяет положение точки *2*, т. е. энтальпию h_2. Наконец, энтальпия воды, закипающей при давлении p_2, зависит только от этого давления. Перегрев пара увеличивает среднюю температуру подвода теплоты в цикле, не меняя температуру отвода теплоты. Поэтому термический КПД паросиловой установки возрастает с увеличением температуры пара перед двигателем. Для примера ниже приведена зависимость η_t от t_1 при абсолютных давлениях p_1 = 9,8 МПа и p_2 = 3,9 кПа: t_1, °C: 350, 400, 500, 600 η_t, %: 40,5, 41, 42,5, 44,2	- (2,0 час.)

9.	Тепловой и энергетический балансы паротурбинной установки		
9.1	Анализ цикла Ренкина с учетом необратимых потерь. КПД паротурбинной установки. Удельные расходы пара и тепла.	С увеличением давления пара перед турбиной p_1 при постоянных t_1 и p_2 полезная работа цикла возрастает, т. е. $l'''_{\text{тех}} > l''_{\text{тех}} > l'_{\text{тех}}$. В то же время количество подведенной за цикл теплоты q_1 несколько уменьшается за счет уменьшения энтальпии перегретого пара h_1. Поэтому чем выше давление p_1 тем больше КПД идеального цикла Ренкина.  Рисунок 8.11 - Влияние давления перегретого пара на параметры цикла Ренкина На рисунке 8.11 видно, что большему давлению перед турбиной соответствует более высокая влажность выходящего из нее пара. При $p_1 = p_1'$ из турбины выходит перегретый пар; при $p_1 = p_1''$ он получается уже слегка влажным, а при $p_1 = p_1'''$ степень сухости его значительно меньше единицы. Содержание капелек воды в паре увеличивает потери от трения его в проточной части турбины. Поэтому одновременно с повышением давления пара за паровым котлом необходимо повышать и температуру его перегрева, чтобы поддерживать влажность выходящего из турбины пара в заданных пределах. С этой же целью пар, частично расширившийся в турбине, возвращают в котел и снова перегревают (уже яри меньшем давлении), осуществляя так называемый вторичный (а иногда и третичный) подогрев. Одновременно это повышает термический КПД цикла. Турбины атомных электростанций, работающие на насыщенном паре, имеют специальную конструкцию, позволяющую отводить выделяющуюся при конденсации воду. Повышение параметров пара определяется уровнем развития металлургии, оставляющей металлы для котлов и турбин. Получение пара с температурой 535—565 °С стало возможным лишь благодаря применению низколегированных сталей, из которых изготовляются пароперегреватели и горячие части турбин. Переход на более высокие параметры (580—650 °С) требуют применения дорогостоящих высоколегированных (аустенитных) сталей. При уменьшении давления p_2 пара за турбиной уменьшается средняя температура t_2 отвода теплоты в цикле, а средняя температура подвода теплоты меняется мало. Поэтому чем меньше давление пара за турбиной, тем выше КПД паросиловой установки.	- (1,0 час.)

		Давление за турбиной, равное давлению пара в конденсаторе, определяется температурой охлаждающей воды. Если среднегодовая температура охлаждающей воды на входе в конденсатор составляет приблизительно 10—15 ^{C}C, то из конденсатора она выходит нагретой до 20—25 °С. Пар может конденсироваться только в том случае, если обеспечен отвод выделяющейся теплоты, а для этого нужно, чтобы температура пара в конденсаторе была больше температуры охлаждающей воды хотя бы на 5—10°С. Поэтому температура насыщенного пара в конденсаторе составляет обычно 25—35 °С, а абсолютное давление этого пара p_2 соответственно 3—5 кПа. Повышение КПД цикла за счет дальнейшего снижения p_2 практически невозможно из-за отсутствия естественных охладителей с более низкой температурой.	
9.2	Регенеративные циклы. Схема регенеративного подогрева с отводом пара. Изображение цикла в T,S - диаграмме. Термический КПД регенеративного цикла.	Термин регенерация (восстановление) в теплотехнике означает использование для подогрева рабочего тела части теплоты, отводимой в атмосферу. Таким образом, регенерация позволяет улучшить использование теплоты в теплосиловых установках, а, следовательно, повысить термический КПД цикла. Как дальше будет сказано, регенерация теплоты нередко используется в газо- и паротурбинных установках. *Регенеративный цикл* (рис. 9.5), состоящий из двух изотерм 4–1 и 2–3 и двух политроп 1–2 и 3–4, протекает следующим образом. По верхней изотерме 4–1 к рабочему телу массой 1 кг подводится удельная теплота q_1. От точки *1* начинается процесс расширения, но он идет не по адиабате 1–5, как он шел бы в цикле Карно, а по некоторой политропе 1–2 с отводом теплоты регенерации q_p. Точка 2 располагается на диаграмме левее точки 5, так как вследствие отвода теплоты в процессе 1–2 удельная энтропия рабочего тела уменьшается.  Рис. 9.5. Регенеративный цикл По нижней изотерме 2–3 теплота q_2 отводится в теплоприемник. От точки 3 начинается процесс сжатия по некоторой политропе 3–4 с подводом теплоты q_p. Поскольку вся теплота q_p, отбираемая в процессе 1–2, подводится в процессе 3–4, то можно рассматривать линию 1–2 как линию 3–4, передвинутую вправо, а заштрихованные на рисунке площади, определяющие одну и ту же теплоту q_p, считать одинаковыми. Это значит, что если одну из этих площадей наложить па другую, то они полностью совпадут, и получится цикл Карно 1–5–6–4. Следует отметить, что теплота q_p в установке не расходуется, ее нужно затратить только один раз при пуске установки в ход. Следовательно, термический КПД рассматриваемого цикла 1–2–3–4 можно считать равным отношению пл. 1564 к пл.	- (1,5 час.)

		4197, как и для термического КПД цикла Карно, совершаемого в тех же температурных границах, что и цикл 1–2–3–4. В связи с этим регенеративный цикл называется также обобщенным циклом Карно. **Термический КПД цикла** $\eta_t = \left[\frac{(h_1 - h_4) - (h_2 - h_3)}{(h_1 - h_3)}\right].$ Если не учитывать ничтожного повышения температуры при адиабатном сжатии воды в насосе, то $h_3 = h_4$ и $\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'}$, где $h_2' = h_3$ — энтальпия кипящей воды при давлении p_2.	
9.3	Основы теплофикации. Комбинированные циклы. Преимущества и недостатки водяного пара как рабочего тела.	Имеется, однако, возможность повысить эффективность паросиловой установки путем увеличения, а не уменьшения давления и температуры за турбиной до такой величины, чтобы отбросную теплоту (которая составляет более половины всего количества теплоты, затраченной в цикле) можно было использовать для отопления, горячего водоснабжения и различных технологических процессов (рис. 6.12). С этой целью охлаждающая вода, нагретая в конденсаторе *К,* не выбрасывается в водоем, как в чисто конденсационном цикле, а прогоняется через отопительные приборы теплового потребителя *ТП* и, охлаждаясь в них, отдает полученную в конденсаторе теплоту. В результате станция, работающая по такой схеме, одновременно вырабатывает и электрическую энергию, и теплоту. Такая станция называется теплоэлектроцентралью (ТЭЦ).  Рисунок 8.12 - Схема установки для совместной выработки тепловой и электрической энергии: *ПК.* — паровой котел; *Т* — паровая турбина; *К* — конденсатор-подогреватель; *Н* — насос; *ТП* — тепловой потребитель. Цифры соответствуют точкам цикла в *T,s* диаграмме Охлаждающую воду можно использовать для отопления лишь при том условии, что ее температура не ниже 70— 100 °С. Температура пара в конденсаторе (подогревателе) *К* должна быть хотя бы на 10—15 °С выше. В большинстве случаев она получается больше 100°С, а давление насыщенного пара p_2 при этой температуре выше атмосферного. Поэтому турбины, работающие по такой схеме, называются турбинами с противодавлением. Итак, давление за турбиной с противодавлением получается обычно не менее 0,1—0,15 МПа вместо около 4 кПа за конденсационной турбиной, что, конечно, приводит к уменьшению работы пара в турбине и соответствующему увеличению количества отбросной теплоты. Это видно на рис. , где полезно использованная теплота <?,, в конденсационном цикле изображается площадью /-	- (2,0 час.)

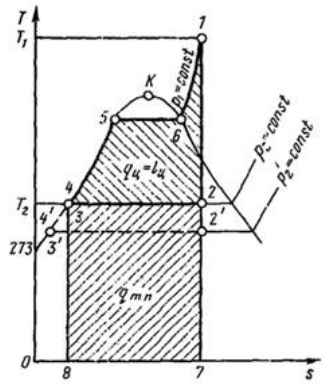
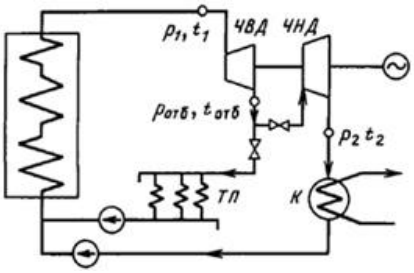
2'-3'-4'-5-6, а при противодавлении — площадью *1-2-3-4-5-6.* Площадь *2-2'-3'-4* дает уменьшение полезной работы из-за повышения давления за турбиной с p_1 до p_2.

Термический КПД установки с противодавлением получается ниже, чем конденсационной установки, т. е. в электроэнергию превращается меньшая часть теплоты топлива. Зато общая степень использования этой теплоты становится значительно большей, чем в конденсационной установке. В идеальном цикле с противодавлением теплота, затраченная в котлоагрегате на получение пара (площадь *1-7-8-4-5-6),* полностью используется потребителями. Часть ее (площадь *1-2-4-5-6)* превращается в механическую или электрическую энергию, а часть (площадь *2-7-8-4)* отдается тепловому потребителю в виде теплоты пара или горячей воды.

При установке турбины с противодавлением каждый килограмм пара совершает полезную работу $l_{\text{тех}} = h_1 - h_2$ и отдает тепловому потребителю количество теплоты $q_{\text{т.п.}} = h_2 - h_2'$. Мощность установки по выработке электроэнергии $N_0 = (h_1 - h_2)D$ и ее тепловая мощность $Q_{\text{т.п}} = (h_2 - h_2')D$ пропорциональны расходу пара D т. е. жестко связаны. Это неудобно на практике, ибо графики потребности в электроэнергии и теплоте почти никогда не совпадают.

Чтобы избавиться от такой жесткой связи, на станциях широко применяют турбины с <u>регулируемым промежуточным отбором</u> пара. Такая турбина состоит из двух частей: части высокого давления (ЧВД), в которой пар расширяется от давления p_1 до давления $p_{отб}$, необходимого для теплового потребителя, и части низкого давления (ЧНД), где пар расширяется до давления p_2 в конденсаторе. Через ЧВД проходит весь пар, вырабатываемый котлоагрегатом. Часть его $D_{отб}$ (при давлении $p_{отб}$) отбирается и поступает к тепловому потребителю. Остальной пар в количестве D_k проходит через ЧНД в конденсатор *К.* Регулируя соотношения между $D_{отб}$ и D_k, можно независимо менять как тепловую, так и электрическую нагрузки турбины с промежуточным отбором, чем и объясняется их широкое распространение на ТЭЦ. При необходимости предусматриваются два и более регулируемых отбора с разными параметрами пара. Наряду с регулируемыми каждая турбина имеет еще несколько <u>нерегулируемых отборов</u> пара, используемых для регенеративного подогрева питательной воды, существенно повышающего термический КПД цикла.

Своеобразная «теплофикация» может осуществляться даже на чисто конденсационных станциях, где охлаждающая вода из конденсаторов используется, например, для обогрева бассейнов или водоемов, где искусственно выращивается рыба. Отбросная теплота может использоваться для обогрева парников, теплиц и т. д. Конечно, потребное в районе ТЭЦ количество теплоты для этих целей значительно меньше общего количества отбросной

		теплоты, но, тем не менее, такое ее использование является элементом безотходной технологии — технологии будущего.  Рисунок 8.13 - Теплофикационный цикл в *T,s* -диаграмме  Рисунок 8.14 - Установка турбины с регулируемым отбором пара Несмотря на большие потери эксергии при передаче теплоты от продуктов сгорания к пару, КПД паросиловых установок в среднем выше, чем у ГТУ, и близок к КПД ДВС, прежде всего за счет хорошего использования располагаемой эксергии пара. (Как указано выше, его температура на выходе из конденсационной турбины составляет 28—30 °С.) С другой стороны, большой располагаемый теплоперепад в турбине и связанный с этим относительно низкий удельный расход пара на выработку 1 кВт позволяют создать паровые турбины на колоссальные мощности — до 1200 МВт в одном агрегате! Поэтому паросиловые установки безраздельно господствуют как на тепловых, так и на атомных электростанциях. Паровые турбины применяют также для привода турбовоздуходувок (в частности, в доменном производстве) . Недостаток паротурбинных установок — большие затраты металла, связанные прежде всего с большой массой котлоагрегата. Поэтому они практически не применяются на транспорте и их не делают маломощными.	
9.4	Бинарный цикл и его КПД. Схема бинарной ПТУ.	Так как в настоящее время нет рабочих тел, удовлетворяющих перечисленным требованиям во всем температурном интервале цикла, то можно осуществить цикл, используя комбинацию двух рабочих тел, применяя каждое из них в той области температур, где это рабочее тело обладает наибольшими преимуществами. Циклы такого рода носят название бинарных. Схема теплосиловой установки, в которой осуществляется бинарный ртутно-водяной цикл, показана на рис. 11.31.	- (1,5 час.)

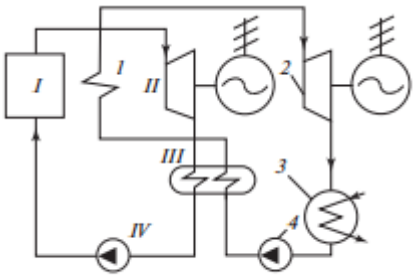


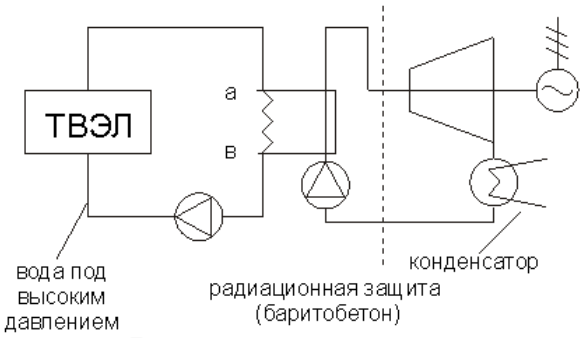
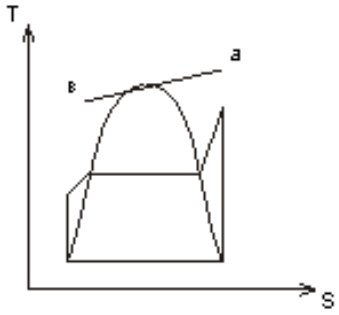
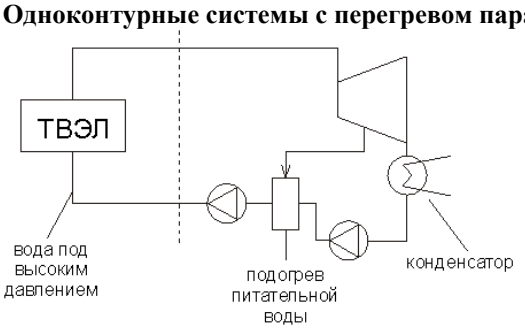
Рис. 11.31

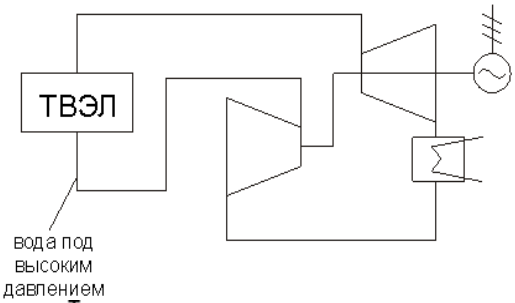
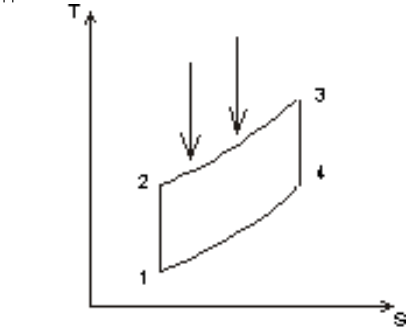
В ртутном котле I к ртути подводится теплота, ртуть испаряется, и сухой насыщенный пар ртути при давлении поступает в ртутную турбину II, где он совершает работу, отдаваемую соединенному с этой турбиной электрогенератору. По выходе из турбины отработавший ртутный пар, имеющий давление , направляется в конденсатор-испаритель III, где он конденсируется, и затем жидкая ртуть насосом IV подается в котел I; в насосе давление ртути повышается от до . Конденсатор-испаритель представляет собой поверхностный теплообменник, в котором конденсирующийся ртутный пар отдает теплоту охлаждающей воде. За счет этой теплоты вода в конденсаторе-испарителе нагревается до кипения и испаряется. Сухой насыщенный водяной пар из конденсатора-испарителя направляется в пароперегреватель 1, размещаемый обычно в газоходе ртутного котла. Перегретый водяной пар при давлении поступает в паровую турбину 2, соединенную с электрогенератором. Отработавший водяной пар с давлением конденсируется в конденсаторе 3; затем насос 4 подает воду в конденсатор-испаритель. Следует отметить, что расходы рабочего тела в ртутном и пароводяном кон- турах различны. Соотношение между расходами ртути и пара определяется из следующих соображений. Рассмотрим, например, бинарный ртутно-водяной цикл, в котором ртутный цикл осуществляется с сухим насыщенным ртутным паром в интервале давлений = 1180 кПа (температура насыщения ртути при этом давлении составляет = 532,1 °С) и = 9,8 кПа (температура насыщения = 250 °С), а в пароводяном цикле начальные параметры пара составляют = 3330 кПа (Ts = 239,8 °С1)) и Т1 = 400 °С при нижнем давлении = 4 кПа. Теплота парообразования ртути при давлении 0,1 кгс/см2 r рт = 299,0 кДж/кг, а разность энтальпий сухого насыщенного водяного пара и воды при темпера- туре 28,6 °С на изобаре 3330 кПа (т.е. сумма количеств теплоты, необходимой для того, чтобы нагреть воду, вышедшую из конденсатора, до кипения и затем испарить ее) составляет 2680 кДж/кг. Отсюда очевидно, что для того, чтобы в конденсаторе-испарителе довести до кипения и затем испарить 1 кг воды, необходимо отвести теплоту от 2680:299 = 8,96 кг конденсирующегося ртутного пара.

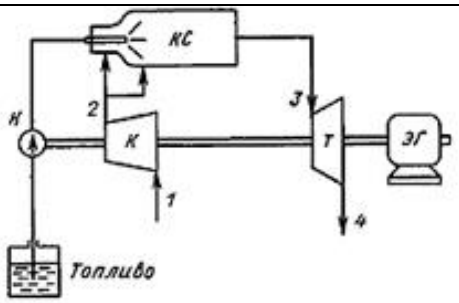
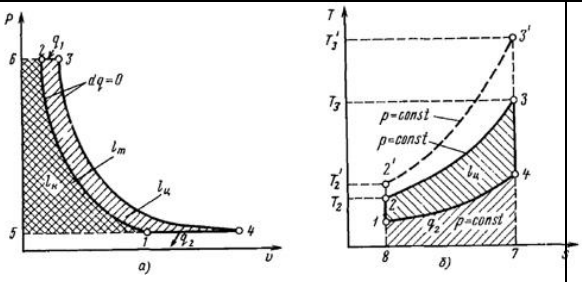
Термический КПД бинарного цикла определяется выражением:

$$\eta_{т}^{бин} = \frac{m_{р} l^{рт} + l^{в}}{m_{р} q_{1}^{рт} + q_{1}^{в}},$$

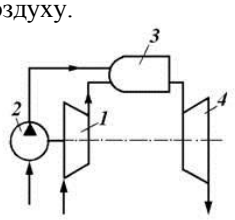
где l рт и l в — величины работы, произведенной в ртутной и пароводяной частях цикла, а и — количества теплоты, подводимой в ртутной и паро-

		водяной частях цикла; значения l и q1, как обычно, даются в расчете на 1 кг рабочего тела, а различие в количествах рабочего тела в ртутной и пароводяной частях цикла учитывается кратностью расхода ртути по отношению к расходу воды mp. Важно подчеркнуть, что в бинарном цикле — это теплота, затрачиваемая на перегрев водяного пара, т.е. = h1 – h6 (поскольку нагрев воды до кипения и испарение воды осуществляются за счет теплоты, отдаваемой конденсирующимся ртутным паром).	
9.5	Парогазовые циклы, их термический КПД. Циклы АЭС. Свойства теплоносителей АЭС. Цикл насыщенного пара. Циклы для высокотемпературных установок.	Основные отличия АЭС от ТЭС: 1. Используются топки с повышенной мерой безопасности. 2. Температура в ядерных топках ограничена температурой тепловыделяющего элемента. АЭС подразделяются: 1. По виду теплоносителей. 2. По числу контуров, по которым циркулируют теплоносители. Температура в топках ТЭЦ выше температуры в топках АЭС.   Теплоноситель – вода в I контуре под высоким давлением. $\eta_T = \frac{l_4}{q} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h_4)}{(h_1 - h_4)}$. **Одноконтурные системы с перегревом пара.**  Отличие от двухконтурных систем: -Применение реакторов кипящего типа -Полученный перегретый пар считается слабо реактивным	- (2,0 час.)

		$$\eta = \frac{(1-\alpha)(h_1 - h_2) + \alpha \cdot (h_1 - h_I^{П})}{(h_1 - h_I^{В})}.$$ а - массовая доля , отведенного на перегрев пара. **Одноконтурные схемы с газовым теплоносителем.**   $$\eta_T = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$ Принципиально не отличаются циклы АЭС от ГТУ, ПТУ, но есть особенности: Способность атомных реакторов менять свою мощность тепловыделения в зависимости от температуры теплоносителя. Максимальная мощность ограничивается допустимой температурой покрытия ТВЭЛов. Al-Mg (400-450 ° С) Нержавеющая сталь 600 ° С. Бывают покрытия, допустимая температура которых 800-1000 ° С. Вследствие повышенной опасности производства параметры рабочего тела на АЭС обычно меньше, чем ПТУ, ГТУ. Малая топливная стоимость ПТУ- 60%, АЭС – 15%. На АЭС чаще используется цикл с ВНП. повышение влажности пара в турбине 1% приводит к потере КПД на 1%, поэтому на АЭС используют: 1. сепарация пара; 2. подсушка пара; 3. промежуточный перегрев пара во вторичных ТВЭЛах.	
10.	**Газовые циклы** (лекция – пресс-конференция)		
10.1	Газотурбинные установки - общие принципы действия.	В циклах ДВС рабочее тело выбрасывается из цилиндра с температурой T_4 и давлением p_4, которые превышают соответствующие параметры окружающей среды p_0, *To,* практически совпадающие с p_1, T_1. Поэтому циклам ДВС присущи потери эксергии из-за «недорасширения» газов до параметров окружающей среды. Их удается значительно сократить в циклах газотурбинных установок.	- (1,0 час.)

		 Рисунок 10.1 - Схема газотурбинной установки Воздушный компрессор *К* сжимает атмосферный воздух, повышая его давление от p_1 до p_2 и непрерывно подает его в камеру сгорания *КС.* Туда же специальным нагнетателем *Н* непрерывно подается необходимое количество жидкого или газообразного топлива. Образующиеся в камере продукты сгорания выходят из нее с температурой T_3 и практически с тем же давлением (если не учитывать сопротивления), что и на выходе из компрессора ($p_3 = p_2$)- следовательно, горение топлива (т. е. подвод теплоты) происходит при постоянном давлении. В газовой турбине *Т* продукты сгорания адиабатно расширяются, в результате чего их температура снижается до T_4, а давление уменьшается до атмосферного. Весь перепад давлений $p_3 - p_1$ используется для получения технической работы в турбине $l_{\text{тех}}$. Большая часть этой работы $l_к$ расходуется на привод компрессора; разность $l_{\text{тех}} - l_к$ является полезной и используется, например, на производство электроэнергии в электрическом генераторе *ЭГ* или на другие цели (при использовании жидкого топлива расход энергии на привод топливного насоса невелик, и в первом приближении его можно не учитывать).	
10.2	Цикл с изобарным подводом тепла (адиабатное и изотермическое сжатие).	 Рисунок 10.2 - Цикл газотурбинной установки: *а* — в *p,v*-координатах; б — в *T,s*-координатах Заменив сгорание топлива изобарным подводом теплоты (линия *2-3* на рисунке), а охлаждение выброшенных в атмосферу продуктов сгорания — изобарным отводом теплоты (линия *4-1),* получим цикл газотурбинной установки *1-2-3-4.* Полезная работа $l_ц$ изображается площадью, заключенной внутри контура цикла (площадь *1-2-3-4).* На рис. 6.5, а видно, что полезная работа равна разности между технической работой, полученной в турбине (площадь *6-3-4-5),* и технической работой, затраченной на привод компрессора (площадь *6-2-1-5).* Площадь цикла *1-2-3-4* в *T,s*-диаграмме эквивалента этой же полезной работе (рис. б). Теплота, превращенная в работу, получается как раз-	- (1,5 час.)

		ность между количествами подведенной q_1 (площадь *8-2-3-7)* и отведенной q_2 (площадь *1-4-7-8)* теплоты.	
10.3	Термический КПД идеального цикла. Действительный цикл и его КПД. Методы повышения КПД циклов ГТУ.	Коэффициент полезного действия идеального цикла ГТУ $$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4/T_1 - 1)T_1}{(T_3/T_2 - 1)T_2}.$$ При этом теплоемкость c_p принята для простоты постоянной. Одной из основных характеристик цикла газотурбинной установки является <u>степень повышения</u> давления в компрессоре π, равная отношению давления воздуха после компрессора p_2 к давлению перед p_1 ним. Тогда коэффициент полезного действия идеального цикла ГТУ $$\eta_t = 1 - 1/\pi^{(k-1)/k}.$$ Коэффициент полезного действия идеального цикла непрерывно возрастает с увеличением π. Это связано с увеличением температуры в конце процесса сжатия T_2 и соответственно температуры газов перед турбиной T_3. На рис. *б* отчетливо видно, что цикл *1-2'-3'-4,* в котором π больше, экономичнее цикла *1-2-3-4,* ибо по линии *2'-3'* подводится больше теплоты q_1, чем по линии *2-3,* при том же количестве отведенной в процессе *4-1* теплоты q_2. При этом T_2' и T_3' больше, чем соответственно T_2 и T_3. Дело в том, что с увеличением T_3 возрастает эксергия рабочего тела перед турбиной, т. е. уменьшаются потери эксергии при сгорании, поскольку эксергия исходного топлива постоянна (равна теплоте его сгорания). Это и увеличивает КПД цикла. Максимальная температура газов перед турбиной ограничивается жаропрочностью металла, из которого делают ее •элементы. Применение охлаждаемых лопаток из специальных материалов позволило повысить ее до 1400—1500°С в авиации (особенно на самолетах-перехватчиках, где ресурс двигателя мал) и до 1050—1090°С в стационарных турбинах, предназначенных для длительной работы. Непрерывно разрабатываются более надежные схемы охлаждения, обеспечивающие дальнейшее повышение температуры. Поскольку она все же ниже предельно достижимой при горении, приходится сознательно идти на снижение температуры горения топлива (за счет подачи излишнего количества воздуха). Это увеличивает эксергетические потери от сгорания в ГТУ иногда до 40 %. Газы выбрасывают из турбины с температурой $T_4 > T_1 \approx T_0$. Следовательно, эксергия рабочего тела, которой мы располагаем перед турбиной, используется также не полностью: потери эксергии с уходящими газами могут доходить до 10 %. Поэтому КПД ГТУ оказывается пока еще ниже, чем ДВС. Не имея деталей с возвратно-поступательным движением, газовые турбины могут развивать значительно большие мощности, чем ДВС. Предельные мощности ГТУ сегодня составляют 100—200	- (1,5 час.)

		МВт. Они определяются высотой лопаток, прочность которых должна выдержать напряжения от центробежных усилий, возрастающих с увеличением их высоты и частоты вращения вала. Поэтому газовые турбины применяются прежде всего в качестве мощных двигателей в авиации и на морском флоте, а также в маневренных стационарных энергетических установках. Ряд технологических процессов, особенно химической промышленности, связан с потоками нагретых сжатых газов. Расширение этих газов в газовой турбине позволяет получить энергию, которая обычно используется в этом же процессе, например для нагнетания тех же газов. В этом случае вал турбины непосредственно соединяется с валом турбокомпрессора. Такое комбинирование позволяет существенно снизить потребление энергии в технологическом процессе. К сожалению, оно используется еще недостаточно широко, во-первых, из-за косности мышления технологов, а во-вторых, из-за отсутствия турбин на нужные параметры, Часто используют авиационные двигатели, выработавшие свой ресурс. В энергетике газовые турбины иногда используют для привода воздуходувок, нагнетающих воздух в топку котла, работающую под давлением. Для этого продукты сгорания, охлажденные в котле до необходимой температуры, направляются в турбину, сидящую на одном валу с воздуходувкой, и расширяются в ней до атмосферного давления, совершая работу.	
10.4	Цикл с регенерацией и изобарный подвод тепла (адиабатное и изотермическое сжатие).	Из перечисленных циклов наибольшее практическое применение получил цикл с подводом теплоты при $p = const$. В простейшей ГТУ со сгоранием топлива при постоянном давлении (рис. 9.19) компрессор 1, приводимый в движение газовой турбиной 4, подает сжатый воздух в камеру сгорания 3, в которую через форсунку впрыскивается жидкое топливо, подаваемое насосом 2, находящимся на валу турбины. Продукты сгорания расширяются в сопловом аппарате и частично на рабочих лопатках турбины и выбрасываются в атмосферу. При сделанных допущениях термодинамический цикл ГТУ со сгоранием при $p = const$ можно изобразить на *pv*- и *TS*-диаграммах (рис. 9.20) в виде площади *acze*. Работа цикла на *pv*-диаграмме представляет собой разность площадей *1ez2* и *1ac2,* соответственно равных работе турбины и компрессора. На этих диаграммах (рис. 9.20): *a–c* – процесс адиабатного сжатия воздуха в компрессоре; *c-z* – процесс подвода теплоты в камеру сгорания при $p = const$; *z-e* – адиабатный процесс расширения газа в турбине; *e-a* – изобарный процесс отдачи газом теплоты окружающему воздуху.  Рис. 9.19. Схема простейшей ГТУ Параметрами цикла являются степень повыше-	- (1,5 час.)

ния давления воздуха $\pi = p_c / p_a$ и степень предварительного расширения $\rho = v_z / v_c$.

Термический КПД цикла определяют из общего выражения:

$$\eta_{t\,p} = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad \text{где} \quad q_1 = h_z - h_c = c_p(T_z - T_c);$$

$$q_2 = h_e - h_a = c_p(T_e - T_a).$$

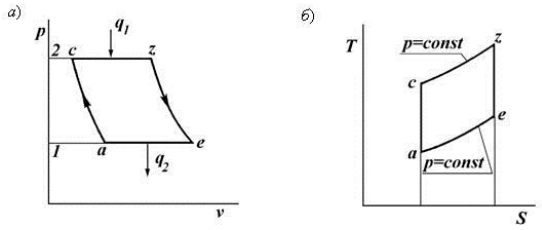


Рис. 9.20. Диаграммы работы цикла ГТУ с подводом теплоты при p = const

Параметры газа в узловых точках цикла находят по формулам, связывающим параметры газа в адиабатном и изобарном процессах:

в точке *c* $T_c = T_a \pi^{(k-1)/k}$; в точке *z* $T_z = T_a \pi^{(k-1)/k} \rho$; в точке *e* $T_e = T_a \rho$

Найдем выражение для термического КПД цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{(k-1)/k}}. \qquad (9.13)$$

Выражение (9.13) показывает, что термический КПД ГТУ при данном рабочем теле и постоянном значении показателя адиабаты *k* зависит только от степени повышения давления в компрессоре, причем с ростом π термический КПД цикла увеличивается. На рис. 9.21 изображен рассматриваемый цикл при различных степенях повышения давления π и одинаковом подводимом количестве теплоты. Из графика следует, что при q_1 = *idem* и повышении π уменьшается количество теплоты, отдаваемое газом в окружающую среду, а это приводит к увеличению термического КПД цикла. Вместе с тем, с возрастанием π работа идеального цикла проходит через максимум. При адиабатных процессах расширения в турбине и сжатия в компрессоре работа турбины и компрессора соответственно равна:

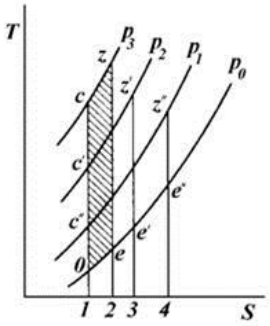
$$l_т = \frac{k}{k-1} RT_z \left[1 - \left(\frac{p_z}{p_e} \right)^{(k-1)/k} \right] = c_p T_z \left[1 - \frac{1}{\pi^{(k-1)/k}} \right]$$

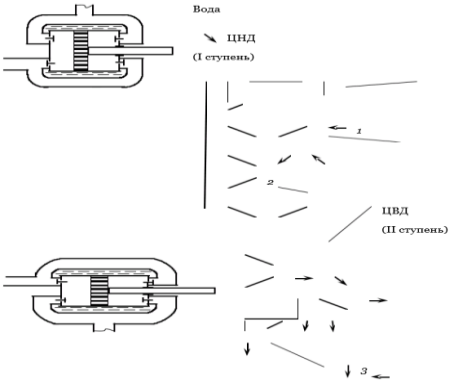
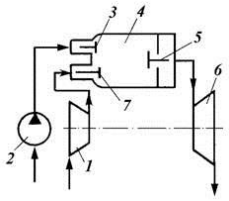
$$l_к = \frac{k}{k-1} RT_a \left[\left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] = c_p T_a \left[\pi^{(k-1)/k} - 1 \right];$$

Теоретическая работа цикла ГТУ:

$$l_ц = l_т - l_к = c_p T_z \left[1 - \pi^{-(k-1)/k} - \tau(\pi^{(k-1)/k} - 1) \right], \quad \text{где}$$

$\tau = T_a / T_z$.

		 Рис. 9.21. Цикл при различных степенях повышения давления Взяв производную l_4 по τ, найдем такое оптимальное значение π, при котором работа цикла будет максимальной, но не будет обеспечен максимум термического КПД: $\pi_{опт} = 1/\sqrt[(2k-1)/k]{\tau}$. Несмотря на то, что увеличение π благоприятно сказывается на экономичности газотурбинной установки, повышение этой величины приводит к росту температуры газов перед рабочими лопатками турбины. Но температура лимитируется жаропрочностью сплавов, из которых изготовлены лопатки. В настоящее время максимально допустимая температура газов перед турбиной составляет 1100…1200 °С, и дальнейшее повышение температуры может быть достигнуто только при применении новых жаропрочных материалов и внедрении конструкций турбин с охлаждаемыми лопатками. При расчете высокотемпературных ГТУ необходимо учитывать переменные значения теплоемкости $c_p = f(T)$, энтальпии $i = f(T)$, показателя адиабаты $k = f(T)$ как в процессе расширения в турбине, так и в процессе сжатия, особенно в многоступенчатых компрессорах.	
10.5	Многоступенчатое сжатие и многоступенчатый подвод тепла.	В различных отраслях промышленности необходимым является получение давления газа с высоким давлением. В горнодобывающей промышленности применяется воздух с давлением от 0,9 МПа до 70…80 МПа. В первом случае давление необходимо для пневматического привода различного горношахтного оборудования (бурильные установки, отбойные молотки и т. д.), во втором - высокое давление необходимо для воздушных взрывных патронов. В химической промышленности для синтеза, например, аммиака требуется сжатие газа до 32…70 МПа, а при производстве полиэтилена – до 350 МПа (≈3500 атм). Сжатие газа до таких значений давления в одной ступени практически невозможно. Выходом из положения является применение в компрессорах многоступенчатого сжатия с использованием промежуточного охлаждения газа между ступенями сжатия компрессора или просто ступенями компрессора. Для воздушных компрессоров общего назначения чаще всего применяется двухступенчатое сжатие, которое можно рассматривать как частный случай многоступенчатого сжатия. На рис. 24 приведена схема двухступенчатого компрессора.	- (1,0 час.)

		 Рисунок 24 - Схема компрессора двухступенчатого сжатия сцилиндрами двойного действия Воздух, сжатый в цилиндре низкого давления (ЦНД) 1 (первая ступень) до некоторого давления p_x, поступает в промежуточный воздухоохладитель 2. После охлаждения воздух попадает в цилиндр высокого давления (ЦВД) 3 (вторая ступень), где он сжимается до конечного давления p_2. Применением такой схемы сжатия воздуха достигается: 1. Получение более высокого давления; 2. Понижение конечной температуры сжатия; 3. Получение экономии энергии, затрачиваемой в компрессоре; 4. Уменьшение сил, с которым газ воздействует на поршень, так как уменьшается перепад давления газа с двух сторон поршня; 5. Увеличение объемного коэффициента компрессора λ, что позволяет сократить размеры цилиндра I ступени, а следовательно, и всего компрессора.	
10.6	Цикл с изохорным подводом тепла. Замкнутые циклы, рабочие тела замкнутых систем ГТУ.	**Цикл ГТУ с подводом теплоты при v = const (цикл Гемфри)** В газотурбинной установке, работающей по этому циклу, процесс сгорания происходит в замкнутом объеме камеры. В ГТУ со сгоранием при *v = const* (рис. 9.22) компрессор 1, приводимый во вращение турбиной 6, подает сжатый воздух в камеру сгорания 4 через управляемый клапан 7. Второй клапан 5 находится в конце камеры сгорания и предназначен для выхода продуктов сгорания на турбину. Топливо в камеру сгорания подается насосом 2, находящимся на валу турбины, через форсунку. Подача топлива должна осуществляться периодически топливным клапаном 3. В камере сгорания при закрытых клапанах 7 и 5 происходит процесс горения топлива в постоянном объеме.  Рис. 9. 22. Схема ГТУ со сгоранием при v=const При увеличении давления клапан 5 открывается, и продукты сгорания поступают в сопловой аппарат и на лопатки турбины 6. При прохождении через лопатки турбины газ совершает работу и выбрасывается в окружающую среду. Цикл этой установки (рис. 9.23) состоит из адиабатного сжатия в компрессоре (*a–c*); подвода	- (1,5 час.)

теплоты при $v = const$ (c–z); адиабатного расширения газа в турбине (z–e); изобарной отдачи газом теплоты окружающему воздуху (e–a). Основными параметрами цикла являются степень повышения давления $\pi = p_c / p_a$ и степень изохорного повышения давления $\lambda = p_c / p_c$.

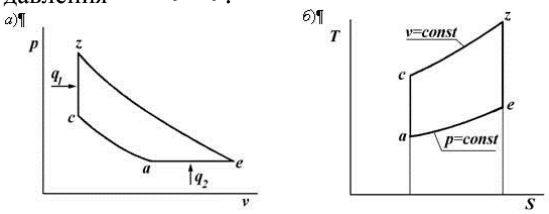


Рис. 9.23. Диаграммы работы цикла ГТУ с подводом теплоты при $v = const$ (цикла Гемфри)

Для определения термического КПД, равного

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_e - T_a)}{c_p(T_z - T_c)},$$

найдем температуру газа в узловых точках цикла:

в точке c $T_c = T_a \pi^{(k-1)/k}$; в точке z $T_z = T_a \pi^{(k-1)/k} \lambda$; в точке e $T_e = T_a \lambda^{1/k}$.

Подставляя эти выражения для температур в формулу термического КПД, получим:

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{k(\lambda^{1/k} - 1)}{\pi^{(k-1)/k}(\lambda - 1)}.$$

Эта формула показывает, что термический КПД цикла зависит от степени повышения давления π, определяемой повышением давления воздуха в компрессоре, и от степени изохорного повышения давления λ, характеризующей подведенное количество теплоты в цикле (рис. 9.24). Изменение $\eta_t = f(\pi)$ аналогично изменению термического КПД в цикле с подводом теплоты при $p = const$.

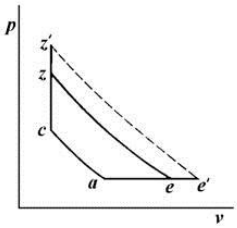


Рис. 9.24. Зависимость термического КПД цикла от степени повышения давления

Из сравнения между собой циклов с подводом теплоты при $p = const$ и $v = const$ на pv- и TS-диаграммах (рис. 9.25) видно, что при одной и той же степени повышения давления и одинаковом отводимом количестве теплоты цикл при $v = const$ выгоднее цикла при $p = const$.

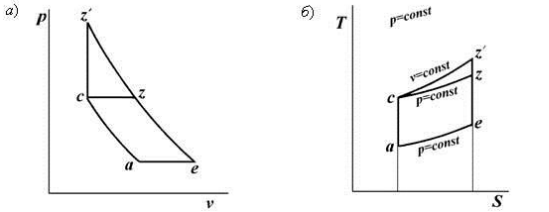
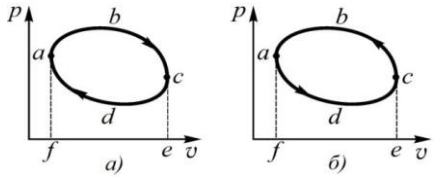
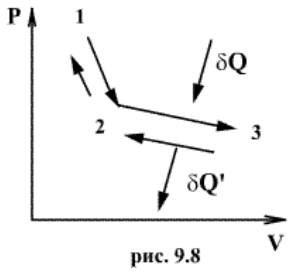
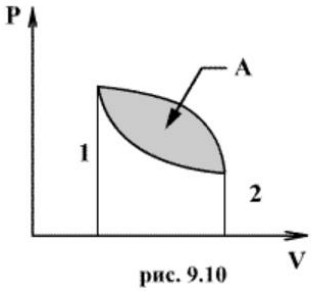


Рис. 9.25. Сравнение циклов с подводом теплоты при $p = const$ и $v = const$ на pv- и TS-диаграммах

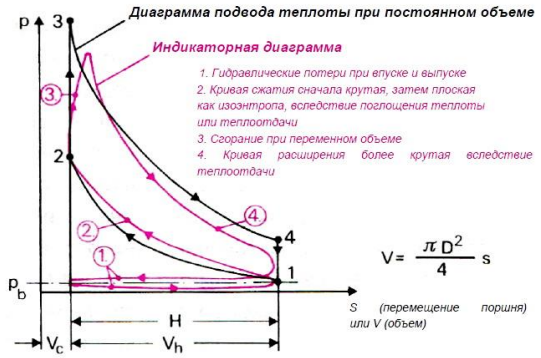
Это объясняется большей степенью расширения в цикле $v = const$, а следовательно, и большими

		значениями термического КПД. Несмотря на это преимущество, цикл с подводом теплоты при v = *const* широкого применения в практике не нашел в связи с усложнением конструкции камеры сгорания и ухудшением работы турбины в пульсирующем потоке газа, хотя работы по совершенствованию этого цикла продолжаются.	
11.	**Схемы, циклы и термический КПД двигателей и холодильных установок**		
11.1	Прямые и обратные циклы. Понятие горячего и холодного источника.	Циклом или круговым процессом называется совокупность термодинамических процессов, в результате осуществления которых рабочее тело возвращается в исходное состояние.  Рис. 3.3 На рис. 3.3а в p,υ- координатах изображен произвольный цикл abcd. В процессе расширения abc рабочее тело совершает положительную работу $l_р$. Величина площади fabce эквивалентна этой работе. После расширения рабочее тело возвращается в исходное состояние, изображаемое точкой a, процессом сжатия cda. Осуществление этого процесса требует подвода извне некоторого количества работы $l_{сж}$. Величина подводимой к рабочему телу работы изображается площадью ecdaf. Для получения положительной внешней работы $l_ц$, называемой работой цикла, необходимо, чтобы кривая, изображающая на p,υ-диаграмме процесс сжатия, располагалась ниже кривой, изображающей процесс расширения. Тогда $l_ц = l_р - l_{сж}$. (3.1) Прямым циклом называется цикл, в результате осуществления которого получается положительная работа, передаваемая во внешнюю среду. Изменение состояния рабочего тела в прямом цикле, изображенном на p,υ-диаграмме (рис. 3.3а), происходит по направлению движения часовой стрелки. Прямые циклы различных видов используются в тепловых двигателях, в которых теплота, подводимая к рабочему телу при сжигании топлива или каким-либо другим путем, преобразуется в полезную работу. Обратным циклом называется цикл, в котором работа расширения $l_р$ меньше работы сжатия $l_{сж}$, (рис. 3.3б). Видно, что состояние рабочего тела в обратном цикле, изображенном на p,υ-диаграмме, изменяется по направлению, противоположному движению часовой стрелки. Обратные циклы осуществляются в холодильных машинах, предназначенных для отвода тепла из отсеков, емкостей и т. д. Для приведения в действие холодильной машины требуется подвод внешней работы. Цикл является обратимым, если он состоит только из обратимых термодинамических процессов. Если хотя бы один термодинамический процесс в цикле является необратимым, цикл также будет необратимым. Как указывалось выше, процессы, протекающие в реальных технических	- (0,5 час.)

		устройствах, необратимы. Следовательно, необратимы все циклы, реализуемые в тепловых машинах и холодильных установках.	
11.2	Обратимые циклы. Среднетермодинамическая температура подвода и отвода тепла в цикле. Обратимые циклы, внешняя и внутренняя необратимость. Внутренний КПД цикла.	Обратимым процессом называют такой процесс, который может быть проведен в обратном направлении таким образом, что система будет проходить через те же состояния, что и при прямом ходе, но в обратной последовательности. Обратимым может быть только равновесный процесс.  рис. 9.8 Обратимый процесс обладает следующими свойствами: если при прямом ходе на каком-то элементарном участке (рис. 9.8.) система получает тепло δQ и совершает работу δA, то при обратном ходе на том же участке система отдает тепло $\delta Q' = \delta Q$ и над ней совершается работа $\delta A' = \delta A$. По этой причине после протекания обратимого процесса в одном, а затем в обратном направлении и возвращение системы в первоначальное состояние в окружающих телах не должно оставаться никаких изменений. Например шарик на пружине в вакууме колеблется бесконечно долго. *В том случае, когда после завершения прямого и обратного процессов система вернулась в первоначальное состояние и в окружающей среде остались изменения, процесс является необратимым. Очевидно, что все процессы в природе необратимые.*  рис. 9.10 *Круговым процессом (или циклом)* называется такой процесс при котором система после ряда изменении возвращается в исходное состояние. На графике цикл изображается замкнутой кривой Работа совершаемая при круговом процессе, численно равна площади охватываемой кривой. После совершения цикла система возвращается в прежнее состояние. Поэтому всякая функция состояния, в частности внутренняя энергия, имеет в начале и в конце цикла одинаковое значение. Таким образом, идеально равновесным и обратимым можно считать бесконечно медленный процесс. Если говорить о процессе расширения или сжатия без теплообмена (цилиндр с поршнем в	- (1,0 час.)

		адиабатной оболочке), когда работа производится за счет внутренней энергии, то при необратимом (быстром) изменении объема часть внутренней энергии уйдет на работу против сил трения в газе (завихрения) и внешняя работа поршня будет меньше при расширении и больше при сжатии. Этот эффект называют внутренней необратимостью или диссипацией (рассеянием) энергии. Он обладает четко выраженной направленностью та часть механической работы, которая совершается против сил трения, переходит в теплоту, обратный самопроизвольный процесс. Второй вид необратимости — внешняя необратимость— связан с подводом или отводом теплоты. Обратимый (бесконечно медленный) подвод теплоты возможен, если разность температур источника теплоты и получающей теплоту термодинамической системы стремится к нулю. Если же эта разность температур имеет конечное значение, то процесс необратим, при этом степень необратимости тем больше, чем больше разность температур. В то время как внутренняя необратимость приводит к простым вредным последствиям в виде уменьшения работы, внешняя необратимость, связанная с передачей энергии в форме теплоты, имеет более сложную природу, обусловленную самой сутью второго закона термодинамики. Смысл и последствия необратимости при передаче теплоты будут более подробно рассмотрены в последующем.	
11.3	Методы повышения КПД циклов - регенерация, ступенчатый подвод тепла, ступенчатый отвод тепла. Работа одноступенчатого компрессора.	Для резкого повышения КПД теплового двигателя применим в его схеме суперэжектор (способ безударного сложения потоков газа). Применяя суперэжектор в схеме газотурбинной установки, можно повысить её КПД до максимально возможного уровня, сопоставимого с КПД теоретического МГД–генератора. В известном термическом цикле газотурбинной установки температура продуктов сгорания ограничена материалом ротора турбины и в современных турбинах может достигать 1000°С. Дальнейшее повышение температуры может привести к снижению моторесурсов турбины или разрушению её ротора. Защитить вращающийся ротор турбины от высокой температуры сложно и не эффективно. Эффективно можно защитить только неподвижные детали устройств, например такие как камеры сгорания и газоходы. Повысить КПД двигателя можно только убрав из цикла газотурбинной установки слабое звено — турбину и заменить её суперэжектором, который не имеет движущихся деталей и может быть эффективно защищен от высокой температуры общеизвестными методами. Рассмотрим новый цикла, назовем его газосуперэжекторным. Компрессор нагнетает сжатый воздух в камеру сгорания с давлением превосходящим давление на обычных газотурбинных установках. В камеру сгорания подается топливо, при сгорании которого температура продуктов сгорания может достигать 2700°К, как и в МГД – генераторе. Высокоэнергетические продукты горения направляются в суперэжектор, где их работа преобразуется в работу сжатого атмосферного воздуха. Получен результат — работа запредельных параметров термического цикла аккумулирована в потенциальна работа сжатого воздуха, которая в дальнейшем может быть преобразована в механическую работу	- (1,0 час.)

		в той же турбине. Французский ученый Карно теоретически доказал, что максимально возможный КПД теплового двигателя при температуре нагревателя T_1 выражается формулой температуре холодильника T_2 выражается формулой $\eta_{max} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \cdot 100\% = \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \cdot 100\%.$ Из этой формулы следует, что для повышения КПД надо уменьшать отношение . $\frac{T_2}{T_1}$. Теоретически этого можно достичь ***двумя*** способами: либо понижая температуру холодильника T_2 либо повышая температуру нагревателя T_1. Однако поскольку температура холодильника T_2 не может быть ниже температуры окружающего воздуха, реально увеличивать η_{max} можно, только увеличивая температуру нагревателя T_1 .Но и тут возникают ограничения: например, температура нагревателя не может превышать температуру плавления материалов, из которых изготовлен двигатель. Приведенная выше формула — это формула для ***максимального*** КПД теплового двигателя. Такой КПД мог бы иметь ***идеальный*** тепловой двигатель, в котором полностью отсутствует трение, а также отсутствуют «посторонние» потери тепла. Однако в любом реальном двигателе есть и трение, и потери тепла. Поэтому реальный тепловой двигатель имеет намного меньший КПД, чем максимально возможный. Например, для двигателя внутреннего сгорания а реальный КПД — всего около 20%. Дизельные двигатели имеют КПД около 40%.	
11.4	Индикаторная диаграмма. Изотермическое, адиабатное, политропное сжатие.	Индикаторная диаграмма — для различных поршневых механизмов графическая зависимость давления в цилиндре от хода поршня (или в зависимости от объёма, занимаемого газом или жидкостью в цилиндре). Индикаторные диаграммы строятся при исследовании работы поршневых насосов, двигателей внутреннего сгорания, паровых машин и других механизмов. Индикаторная диаграмма парового двигателя паровоза (показана замкнутой красной линией) Индикаторная диаграмма представляет собой замкнутую линию. По оси абсцисс откладывают величину хода поршня (или объём рабочей среды), а по оси ординат — давление. По форме индикаторных диаграмм можно судить об исправности механизма, и при отклонении от нормальной формы диаграммы можно определять - в чём именно заключается неисправность. Иными словами, индикаторные диаграммы используют в технической диагностике поршневых механизмов. Кроме того, с помощью индикаторных диаграмм можно определять индикаторную мощность и определять КПД механизма. Термин "индикаторная диаграмма" применяется также в нефтегазовой промышленности по отношению к нефтяным и газовым скважинам, где он носит иной смысл.	- (0,5 час.)



Изотермический, адиабатический и политропный процессы.

Связь между давлением и плотностью, при сжатии и расширении, зависит от процесса (приведены ниже).

- изотермический
- адиабатический
- политропический

Изотермическое сжатие/расширение газа

При изотермическом процессе, температура рабочей среды постоянна. Изотермический процесс можно выразить через уравнение идеального газа следующим образом

$p / \rho = constant$ (1)

где p = абсолютное давление , ρ = плотность

Или так

$pV = constant$ (1a)

или

$p_1V_1 = p_2V_2$ (1b)

где

V = объем газа (м^3, фут ^{3}...)

индекс$_1$ относится к начальному состоянию рабочей среды, а индекс $_2$ к конечному

Адиабатический процесс

В адиабатическом процессе объем остается постоянным . Адиабатический процесс можно выразить через уравнение идеального газа следующим образом

$p / \rho^k = constant$ (2)

где

$k = c_p / c_v$ - отношение удельной теплоемкости (показатель адиабаты) - c_p -, при постоянном давлении к удельной теплоёмкости - c_v-, при постоянном объеме.

или так

$pV^k = constant$ (2a)

или

$p_1V_1^k = p_2V_2^k$ (2b)

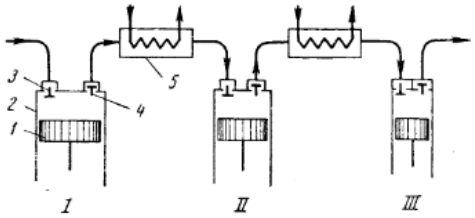
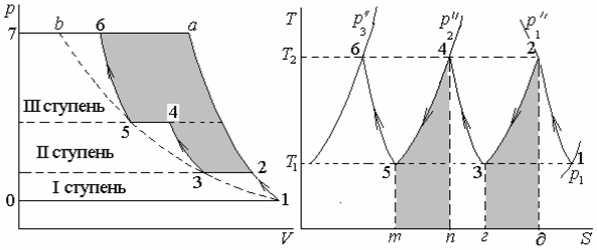
Политропическое сжатие/расширение

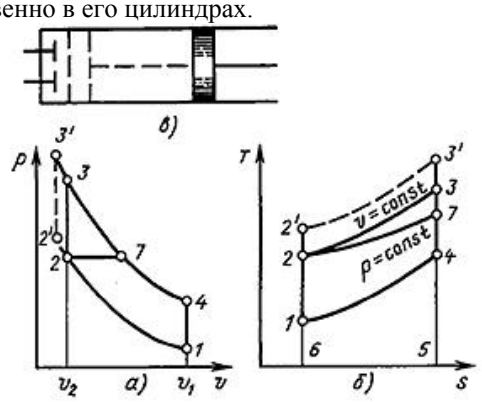
Изотермический процесс должен протекать довольно медленно, чтобы сохранить температуру рабочей среды постоянной. А адиабатический процесс должен происходить быстро, без выбросов всякой энергии внутри/вне системы. На практике, многие процессы сжатия/расширения протекают в промежутке (быстрее изотермического и медленнее адиабатного). Их и называют политропическими (если удельная теплоемкость газа остается постоянной).

Политропический процесс можно выразить через уравнение идеального газа следующим образом

$pV^n = constant$ (3a)

или

		$p_1V_1^n = p_2V_2^n$ (3b) *где* *n = показатель политропы (варьируется от 1 до 1.4)*	
11.5	Принцип применения многоступенчатого компрессора. Изображение в P,V и T,S - диаграммах процессов в компрессоре. Необратимое сжатие.	Многоступенчатое сжатие в поршневом компрессоре Температура газа в процессе сжатия в компрессоре повышается. Исходя из условий эксплуатации, температура сжатия воздуха в поршневом компрессоре не должна превышать 150-4-160° С. В противном случае может произойти разложение смазочного масла и вспышка образующейся при этом смеси. Снижение температуры сжатия достигается приближением процесса сжатия к изотермическому путем охлаждения стенок цилиндра и крышки компрессора водой или воздухом. Однако при наилучших условиях охлаждения цилиндра осуществить изотермическое сжатие не представляется возможным. Практически сжатие происходит по политропе с показателем и= 1,25-ь 1,2. В результате приходится из-за повышенной температуры сжатия ограничивать степень повышения давления в одноступенчатом компрессоре допустимым пределом (л 10). Для получения более высоких степеней повышения давления необходимо усилить эффект охлаждения сжимаемого газа. С этой целью разбивают процесс сжатия на несколько ступеней, вводя между ними промежуточное охлаждение сжимаемого газа в холодильниках. Такие компрессоры называются многоступенчатыми. По исполнению конструкции поршневые компрессоры бывают одно-, двух- и многоступенчатого сжатия. В автокомпрессорах применяют одно- и двухступенчатые компрессорные установки с одним, двумя или тремя цилиндрами на каждой ступени сжатия. При многоступенчатом сжатии снижаются поршневые усилия в компрессоре, так как в этом случае высокие давления действуют на поршни малого диаметра. Из уравнения, определяющей, его максимальное поршневое усилие в компрессоре двойного действия с числом.  Рис. 2. Принципиальная схема многоступенчатого сжатия газа в поршневом компрессоре: *I, II, III* — ступени сжатия; *1* — поршень, *2* — цилиндр, *3* — впускной клапан, *4* — выпускной клапан, *5* — охладитель газа  	- (1,0 час.)
11.6	Центробежный компрессор. Поршневые двигатели внутреннего сгорания, общие	Чтобы исключить эксергетические потери за счет неравновесного теплообмена с горячим источником теплоты, целесообразно использовать в качестве рабочего тела газы, получающиеся при сгорании топлива. Это удается осуществить в двигателе	- (1,0 час.)

	принципы действия. Индикаторная диаграмма.	внутреннего сгорания (ДВС), сжигая топливо непосредственно в его цилиндрах.  Рисунок 8.2 - Циклы ДВС: *а* — в *p,v*-координатах; *б* — в *T,s*-координатах; *в* — схема цилиндра с поршнем Теоретический цикл ДВС состоит из адиабатного сжатия *1-2* рабочего тела в цилиндре, изохорного *2-3* или изобарного *2-7* подвода теплоты, адиабатного расширения *3-4* или *7-4* и изохорного отвода теплоты *4-1* . В реальных двигателях подвод теплоты осуществляется путем сжигания топлива. Если пары бензина перемешаны с необходимым для горения воздухом до попадания в цилиндр, смесь сгорает в цилиндре практически мгновенно, подвод теплоты оказывается близким к изохорному. Если же в цилиндре сжимается только воздух и уже затем впрыскивается топливо, то его подачу можно отрегулировать таким образом, чтобы давление в процессе сгорания оставалось приблизительно постоянным, и условно можно говорить об изобарном подводе теплоты. Чтобы не делать цилиндр двигателя очень длинным, а ход поршня слишком большим, расширение продуктов сгорания в ДВС осуществляют не до атмосферного давления p_1 а до более высокого давления p_4, а затем открывают выпускной клапан и выбрасывают горячие (с температурой T_4) продукты сгорания в атмосферу. Избыточное давление $p_4 - p_1$ при этом теряется бесполезно. В идеальном цикле этот процесс заменяется изобарным отводом теплоты *4-1*.	
11.7	Циклы с изохорным, изобарным, смешанным подводом тепла. Анализ КПД циклов по средним температурам подвода и отвода тепла.	Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания называется <u>степенью сжатия</u> двигателя ε . Применительно к идеальному циклу $$\varepsilon = v_1 / v_2 .$$ Степень сжатия является основным параметром, определяющим термический КПД цикла. Рассмотрим два цикла с одинаковыми точками *1 я 4,* один из которых *(1'-2'-3'-4)* имеет большую степень сжатия ε , чем другой *(1-2-3-4).* Большему значению ε соответствует более высокая температура в конце сжатия *1-2.* Следовательно, изохора *2'-3'* расположена в *T,s*-диаграмме выше, чем изохора *2-3.* Из рисунка видно, что количество теплоты q_1, подведенной в цикле *1-2'-3'-4* (площадь *2'-3'-5-6),* больше, чем количество теплоты q_2, подведенной в цикле *1-2-3-4* (площадь *2-3-5-6).* Количество отве-	- (1,0 час.)

денной теплоты в обоих циклах одинаково (площадь *4-5-6-1)*. Следовательно, термический КПД $\eta_t = 1 - q_2/q_1$ больше в цикле *1-2'-3'-4*.

Термический КПД цикла двигателя внутреннего сгорания увеличивается с ростом степени сжатия е. При постоянной теплоемкости $\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4/T_1 - 1)T_1}{(T_3/T_2 - 1)T_2}$.

При одинаковых показателях адиабаты *k* процессов сжатия и расширения

$$T_3/T_4 = T_2/T_1 = \varepsilon^{k-1};$$

$$T_3/T_2 = T_4/T_1 = \varepsilon^{k-1}.$$

Тогда для рассматриваемого цикла

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}.$$

На рисунке приведены кривые зависимости термического КПД цикла со сгоранием при $v = \text{const}$ от степени сжатия при различных показателях адиабаты.

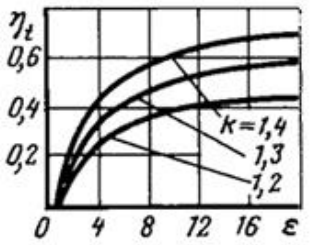
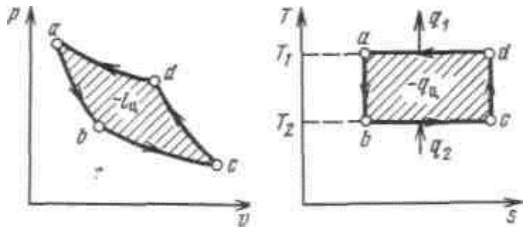
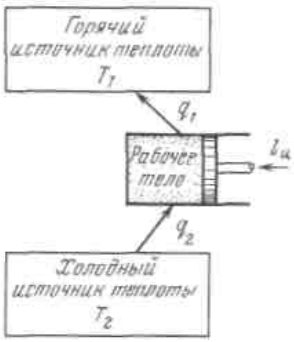


Рисунок 8.3 - Изменение с подводом теплоты при в зависимости от степени сжатия при различных значениях показателя адиабаты *k*

Увеличение КПД ДВС с ростом степени сжатия ε объясняется связанным с этим повышением максимальной температуры цикла, т. е. уменьшением потерь эксергии от неравновесного горения. Максимальная степень сжатия в карбюраторных двигателях ограничивается самовоспламенением топливовоздушной смеси и не превышает 9—10. В дизелях, в которых поршень сжимает воздух, $\varepsilon \approx 18$, что позволяет существенно повысить КПД цикла. Однако при одинаковых степенях сжатия цикл с подводом теплоты при $p = \text{const}$, реализуемый в дизелях, имеет меньший КПД, чем цикл с подводом теплоты при $v = \text{const}$, поскольку при одинаковом количестве отданной холодному источнику теплоты количество подведенной при $v = \text{const}$ (по линии *2-3* на рисунке *б)* теплоты больше, чем при $p = \text{const}$ (линия *2-7)*. При сгорании при $p = \text{const}$ максимальная температура горения, как это видно из рисунка *б,* оказывается меньше, чем при $v = \text{const}$, а значит, потери эксергии от неравновесного горения выше.

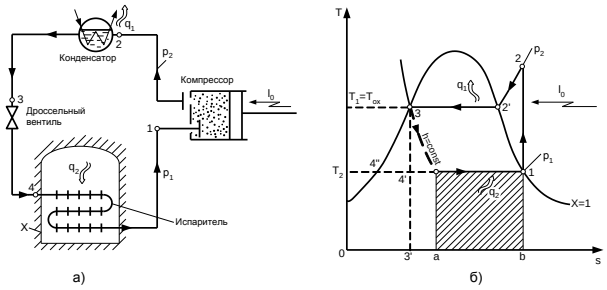
Используя в качестве рабочего тела неразбавленные продукты сгорания (с максимальной эксергией), ДВС имеют самый высокий из всех тепловых машин КПД. Однако инерционные силы, связанные с возвратно-поступательным движением поршня, возрастают с увеличением как размеров цилиндра, так и частоты вращения вала, что затрудняет создание ДВС большой мощности. Большим их недостатком являются и высокие требования к качеству потребляемого топлива (жидкого или газа).

		ДВС оказываются незаменимыми на транспортных установках (прежде всего автомобили, тепловозы и небольшие самолеты) и применяются в качестве небольших стационарных двигателей.	
11.8	Обратный цикл Карно, холодильный коэффициент. Схема и цикл воздушной холодильной установки.	Осуществим цикл Карно в обратном направлении. Рабочее тело с начальными параметрами точки *a* расширяется адиабатно, совершая работу расширения за счет внутренней энергии, и охлаждается от температуры *T1* до температуры *T*2 Дальнейшее расширение происходит по изотерме, и рабочее тело отбирает от нижнего источника с температурой *T*2 теплоту q_2. Далее газ подвергается сжатию сначала по адиабате, и его температура от T_2 повышается до *T*1, а затем — по изотерме (*T*1=const). При этом рабочее тело отдает верхнему источнику с температурой *T*1 количество теплоты *q*1.  Рисунок 4.4 - Обратный цикл Карно в *p,v*- и *T, s*-диаграммах  Рисунок 4.5 - Термодинамическая схема холодильной машины Поскольку в обратном цикле сжатие рабочего тела происходит при более высокой температуре, чем расширение, работа сжатия, совершаемая внешними силами, больше работы расширения на величину площади *abcd,* ограниченной контуром цикла. Эта работа превращается в теплоту и вместе с теплотой q_2 передается верхнему источнику. Таким образом, затратив на осуществление обратного цикла работу $l_ц$, можно перенести теплоту от источника с низкой температурой к источнику с более высокой температурой, при этом нижний источник отдаст количество теплоты q_2, а верхний получит количество теплоты $q_1 = q_2 l_ц$. Обратный цикл Карно является идеальным циклом холодильных установок и так называемых <u>тепловых насосов.</u> В холодильной установке рабочими телами служат, как правило, пары легкокипящих жидкостей — фреона, аммиака и т.п. Процесс «перекачки теплоты» от тел, помещенных в холодильную камеру, к окружающей среде происходит за счет затрат электроэнергии. Эффективность холодильной установки оценивается холодильным коэффициентом, *определяемым как отношение количества теплоты,*	- (1,0 час.)

		отнятой за цикл от холодильной камеры, к затраченной в цикле работе: $\varepsilon = q_2 / l_ц = q_2 / (q_1 - q_2)$. Для обратного цикла Карно $\varepsilon = T_2 / (T_1 - T_2)$. Заметим, что 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. Холодильную установку можно использовать в качестве теплового насоса. Если, например, для отопления помещения использовать электронагревательные приборы, то количество теплоты, выделенное в них, будет равно расходу электроэнергии. Если же это количество электроэнергии использовать в холодильной установке, горячим источником, т. е. приемником теплоты, в которой является отапливаемое помещение, а холодным — наружная атмосфера, то количество теплоты, полученное помещением, $q_1 = q_2 + l_ц$ где q_2 — количество теплоты, взятое от наружной атмосферы, а $l_ц$ — расход электроэнергии. Понятно, что $q_1 > l_ц$, т. е. отопление с помощью теплового насоса выгоднее простого электрообогрева. Используя обратный цикл Карно, рассмотрим еще одну формулировку второго закона термодинамики, которую в то же время, что и В. Томсон, предложил Р. Клаузиус: теплота не может самопроизвольно (без компенсации) переходить от тел с более низкой к телам с более высокой температурой. Эта формулировка интуитивно следует из нашего повседневного опыта, который показывает, что самопроизвольно теплота переходит только от тел с более высокой к телам с более низкой температурой, а не наоборот. Можно доказать, что формулировка Р. Кдаузиуса эквивалентна формулировке В. Томсона. Действительно, если бы теплота q_2, полученная за цикл холодным источником, могла самопроизвольно перейти к горячему источнику, то за счет нее снова можно было бы получить какую-то работу — вечный двигатель второго рода, таким образом, был бы возможным. Из рассмотрения обратного цикла Карно следует, что передача теплоты от тела менее нагретого к телу более нагретому возможна, но этот «неестественный» (точнее — несамопроизвольный) процесс требует соответствующей энергетической компенсации в системе. В обратном цикле Карно в качестве такой компенсации выступала затраченная работа, но это может быть и затрата теплоты более высокого потенциала, способной совершить работу при переходе на более низкий потенциал.	
11.9	Термодинамические свойства рабочих тел парокомпрессионных холодильных установок. Схема, цикл и холодильный коэф-	Паровые компрессионные установки позволяют в области насыщенного пара приблизить холодильный цикл к обратному циклу Карно. Насыщенный пар низкокипящей жидкости (хладагента) всасывается компрессором и адиабатно сжимается до давления конденсации p_2 с затратой работы $l_ц$ (процесс 1-2). После компрессора сжатый пар поступает в	- (1,0 час.)

фициент парокомпрессионной установки.

конденсатор, где при постоянном давлении p_2 вследствие отнятия у пара теплоты q_1 охлаждающей водой (процесс 2-2’-3) снижается температура перегретого пара (2-2’), а затем при постоянной температуре насыщенного пара осуществляется полная конденсация (2’-3).



Для дальнейшего снижения температуры хладагента можно было бы применить расширительную машину и осуществлять в ней адиабатное расширение 3-4’ (с производством внешней работы за счет убыли внутренней энергии). Однако для упрощения установки и обеспечения гибкой регулировки расширительную машину заменяют регулирующим дроссельным вентилем, в котором хладагент после конденсатора дросселируется с понижением давления и температуры (процесс 3-4). На диаграмме T-s процесс дросселирования, как необратимый, условно показан пунктиром 3-4 (h=const). После дроссельного вентиля (точка 4) образовавшаяся парожидкостная смесь (влажный пар) с низкой температурой T_2 поступает по трубам в испаритель, который находится в холодильной камере X. В испарителе при постоянных температуре T_2 и давлении p_1 происходит отбор теплоты q_2 от охлаждаемых объектов (производство холода) и за счет этого испарение (кипение) хладагента (процесс 4-1). Образовавшийся пар (точка 1) вновь засасывается компрессором, и цикл повторяется.

Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_ц} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}.$$

Количество теплоты q_2, отнятой 1 кг хладагента от охлаждаемой среды, называется ***удельной хладопроизводительностью*** q_2 = пл. |41ba4| = $h_1 - h_4 = h_1 - h_3$.

Количество теплоты, переданной в конденсаторе охлаждающей среде при постоянном давлении:

q_1 = пл. |22’3’3b2| = $h_2 - h_3$.

Тогда

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}.$$

Отсюда следует, что ε увеличивается с повышением температуры в испарителе T_2, (чем выше расположена линия 4-1, тем больше хладопроизводительность) и понижением температуры охлаждающе среды в конденсаторе T_1 (линия 2’-2 расположена ниже, затрачиваемая работа в компрессоре меньше).

Затрата работы в компрессоре при адиабатном сжатии 1-2

$$l_0 = h_2 - h_1,$$

что на диаграмме T-s соответствует пл. |122’34”1|.

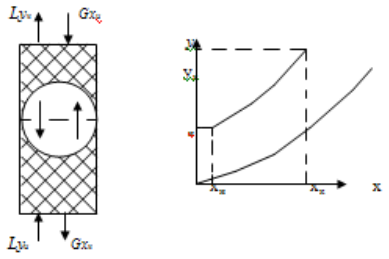
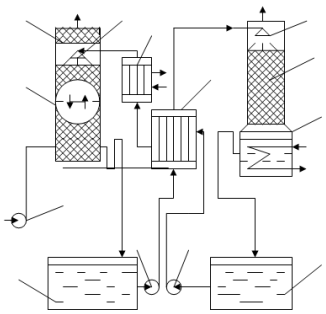
		Эффективность холодильных установок зависит от свойств хладагентов, к которым предъявляется ряд требований: – давление насыщенного пара хладагента, соответсвующее требуемым низким температурам, должно быть выше атмосферного, так как при этом легче бороться с утечкой хладагента, чем с подсосом воздуха при вакууме; попадающий в хладагент воздух сильно ухудшает теплопередачу и содержит влагу, которая может замерзать при низкой температуре; – теплота парообразования r должна быть по возможности большей, так как при одном и том же расходе хладагента она определяет хладопроизводительность установки; – хладагенты не должны вредно воздействовать на здоровье человека и не должны обладать корродирующими свойствами Наиболее распространенным хладагентом является аммиак ($t_н$ = –33,5 ºС), позволяющий получить достаточно высокий холодильный коэффициент и относительно невысокое давление в цикле. Однако из-за токсичности аммиака в последнее время широко применяются фреоны (в частности, фреон-12). По термодинамическим свойствам фреон-12 ближе к аммиаку, хотя меньшая его теплота парообразования обусловливает большой расход хладагента.	
11.10	Цикл пароэжекторной установки. Схема и принцип работы абсорбционной установки.	В химической технике используют следующие принципиальные схемы абсорбционных установок:- прямоточные, противоточные, одноступенчатые с рециркуляцией и много ступенчатые с рециркуляцией. Для извлечения аммиака из воздуха используем противоточную схему (рис.2.) по этой схеме в одном конце аппарата приводится в контакт газ и жидкость, имеющие большие концентрации распределяемого вещества, а в противоположном конце меньшие.  Рис.2 Противоточная схема абсорбции Технологическая схема процесса абсорбции водой представлена на рис.3 	- (1,0 час.)

		рис.3 Технологическая схема процесса абсорбции водой 1.- вентилятор (газодувка); 2.- абсорбер; 3.- брызгоотбойник; 4,6.- оросители; 5.- холодильник; 7.- десорбер; 8.- куб абсорбера; 9, 13- емкость для абсорбента; 10,12- насосы; 11.- теплообменник-рекуператор. Газ на абсорбцию подается газодувкой (или компрессором) 1 в нижнюю часть абсорбера 2, где равномерно распределяется. Абсорбент из промежуточной емкости 9 насосом 10 подается в верхнюю часть колонны и равномерно распределяется по поперечному сечению абсорбера с помощью оросителя 4,6. В колонне осуществляется противоточное взаимодействие газа и жидкости. Газ после абсорбции выходит из колонны. Абсорбент стекает в промежуточную емкость 13, откуда насосом 12 направляется на регенерацию в десорбер 7 после предварительного подогрева в теплообменнике рекуператоре 11. Десорбция абсорбента производится в кубе 8. Перед подачей на орошение колонны абсорбент, пройдя теплообменник-рекуператор 11, дополнительно охлаждается в холодильнике 5.	
11.11	Цикл теплового насоса термотрансформатора. Методы сжижения газов.	Выработка искусственного холода и трансформация теплоты с более низкого температурного уровня на более высокий широко применяются в различных отраслях промышленности. Тепловые машины, предназначенные для понижения температуры тел ниже окружающей среды и непрерывного поддержания этой температуры, называются ***холодильными установками***. Эти же тепловые машины, предназначенные для повышения температурного уровня теплоты окружающей среды, называются ***трансформаторами теплоты***, или ***тепловыми насосами***. В зависимости от температуры, которая должна быть достигнута при охлаждении, различают холодильные установки умеренного холода (до – 70 ºС) и установки глубокого холода (до – 200 ºС и ниже). Установки, в которых энергия для получения холода затрачивается в виде механической работы на привод компрессора, называются ***компрессионными***, а установки, в которых энергия затрачивается в виде теплоты на термохимическую компрессию, – ***абсорбционными***. Холодильные установки и тепловые насосы работают по обратным (против часовой стрелки) круговым процессам, или циклам. В заданном температурном интервале теоретически наиболее выгодным циклом холодильной установки является обратный цикл Карно.	- (1,0 час.)
12.	**Эксергетический анализ циклов**		
12.1	Эксергия как мера работоспособности. Эксергия потока и тепла. Эксергия неподвижного рабочего тела.	Основываясь на втором начале термодинамики, установим количественное соотношение между работой, которая могла бы быть совершена системой при данных внешних условиях в случае протекания в ней равновесных процессов, и действительной работой, производимой в тех же условиях, при неравновесных процессах. Рассмотрим изолированную систему, состоящую из горячего источника с температурой *Ti,* холодного источника (окружающей среды) с температурой *To*	- (1,0 час.)

и рабочего тела, совершающего цикл.

Работоспособностью (или эксергией) теплоты $Q1$, отбираемой от горячего источника с температурой *T1, называется максимальная полезная работа, которая может быть получена за счет этой теплоты при условии, что холодным источником является окружающая среда с температурой To.*

Из предыдущего ясно, что максимальная полезная работа $L'_{макс}$ теплоты $Q1$ представляет собой работу равновесного цикла Карно, осуществляемого в диапазоне температур *T1 –T0.*

$$L'_{макс} = \eta_t Q_1,$$

где $\eta_t = 1 - T_0/T_1$.

Таким образом, эксергия теплоты *Q1*

$L'_{макс} = Q_1(1 - T_0/T_1)$,

т. е. работоспособность теплоты тем больше, чем меньше отношение T_0/T_1 . При $T_1 = T_0$ она равна нулю.

Полезную работу, полученную за счет теплоты $Q1$ горячего источника, можно представить в виде $L_1 = Q_1 - Q_2$, где Q_2 — теплота, отдаваемая в цикле холодному источнику (окружающей среде) с температурой T_0.

Если через $\Delta S_{хол}$ обозначить приращение энтропии холодного источника, то $Q_2 = T_0 \Delta S_{хол}$, тогда

$$L' = Q_1 - T_0 \Delta S_{хол}.$$

Если бы в рассматриваемой изолированной системе протекали только равновесные процессы, то энтропия системы оставалась бы неизменной, а увеличение энтропии холодного источника $\Delta S_{хол}$ равнялось бы уменьшению энтропии горячего. В этом случае за счет теплоты *Q1* можно было бы получить максимальную полезную работу

$$L'_{макс} = Q_1 - T_0 \Delta S_{гор}$$

что следует из уравнения (5.3).

Действительное количество работы, произведенной в этих же условиях, но при неравновесных процессах, определяется уравнением (5.3).

Таким образом, потерю работоспособности теплоты можно записать как $\Delta L = L'_{макс} - L' = T_0(\Delta S_{хол} - \Delta S_{гор})$, но разность $(\Delta S_{хол} - \Delta S_{гор})$ представляет собой изменение энтропии рассматриваемой изолированной системы, поэтому

$$\Delta L = T_0 \Delta S_{сист}. \quad (5.4)$$

Величина ΔL определяет потерю работы, обусловленную рассеиванием энергии вследствие неравновесности протекающих в системе процессов. *Чем больше неравновесность процессов,* мерой которой является увеличение энтропии изолированной системы $\Delta S_{сист}$, *тем меньше производимая системой работа.*

Уравнение (5.4) называют уравнением Гюи — Стодолы по имени французского физика М. Гюи, получившего это уравнение в 1889 г., и словацкого теплотехника А. Стодолы, впервые применившего

		это уравнение.	
12.2	Эксергетические диаграммы. Эксергетический КПД. Эксергетический метод расчета потерь.	Наибольший термический КПД в заданном диапазоне температур имеет цикл Карно. При его осуществлении предполагается использование горячего источника с постоянной температурой, т. е. фактически с бесконечной теплоемкостью. Между тем на практике в работу превращается теплота продуктов сгорания топлива, теплоемкость которых конечна. Отдавая теплоту, они охлаждаются, поэтому осуществить изотермическое расширение рабочего тела при максимальной температуре горения не удается. В этих условиях необходимо установить общие принципы, определяющие наибольшую термодинамическую эффективность теплосилового цикла, в частности, с позиций потери эксергии. Эксергетический и термический коэффициенты полезного действия позволяют оценивать термодинамическое совершенство протекающих в тепловом аппарате процессов с разных сторон. Термический КПД, а также связанный с ним метод тепловых балансов позволяют проследить за потоками теплоты, в частности рассчитать, какое количество теплоты превращается в том или ином аппарате в работу, а какое выбрасывается с неиспользованным (например, отдается холодному источнику). Потенциал этой сбрасываемой теплоты, ее способность еще совершить какую-либо полезную работу метод тепловых балансов не рассматривает. Эксергетический метод, наоборот, позволяет проанализировать качественную сторону процесса превращения теплоты в работу, выявить причины и рассчитать потери работоспособности потока рабочего тела и теплоты, а значит, и предложить методы их ликвидации, что позволит увеличить эксергетический КПД и эффективность работы установки. Поэтому в дальнейшем анализе эффективности работы тепловых установок мы будем параллельно пользоваться как эксергетический методом, так и методом балансов теплоты.	- (2,0 час.)
12.3	Формула Гюи-Стодолы. Понятия эксергии и анергии.	Назначением теплосиловых установок является производство полезной работы за счет теплоты. Источником теплоты служит топливо, характеризующееся определенной теплотой сгорания *Q*. Максимальная полезная работа $L_{макс}$, которую можно получить, осуществляя любую химическую реакцию (в том числе и реакцию горения топлива), определяется соотношением Гиббса (1839—1903) и Гельмгольца (1821 —1894), получаемым в химической термодинамике: $L_{макс} = Q + TdL_{макс}/dT$ Эта работа может быть меньше теплоты сгорания *Q*, а может быть и больше, в зависимости от знака $dL_{макс}/dT$. Расчеты показывают, что для большинства ископаемых топлив $L_{макс} \approx Q$. Таким образом, эксергия органического топлива (в расчете на единицу его массы) примерно равна теплоте его сгорания, т. е. теоретически в работу можно превратить весь тепловой эффект реакции, например, в топливных элементах. Физически это понятно, поскольку в своей основе химическая реакция связана с переходом электронов в веществе; организовав этот переход, можно сразу получить электрический ток.	- (1,0 час.)

В теплосиловых установках энергия топлива сначала превращается в тепловую путем его сжигания, а полученная теплота используется для выработки механической энергии. Поскольку горение — неравновесный процесс, он связан с потерей работоспособности тем большей, чем ниже температура T_1 получаемых продуктов сгорания. В современных паровых котлах, например, где теоретическая температура горения достигает 2000°С и более, потери эксергии при горении составляют 20—30%.

Выше уже отмечалось, что основными причинами, снижающими эффективность тепловых процессов, являются трение и теплообмен при конечной разности температур. Вредное влияние трения не нуждается в пояснениях. Рассмотрим передачу теплоты от продуктов сгорания топлива к воде и пару в паровом котле.

Продукты сгорания, охлаждаясь в изобарном процессе *1-2* (рис. 6.1), отдают теплоту $Q_г = m_г(h_{1г} - h_{2г})$, которая затрачивается на нагрев воды (линия *3-4),* ее испарение (линия *4-5)* и перегрев пара до нужной температуры (линия *5-6).* Если не учитывать теплопотери в окружающую среду, то количество теплоты, отданной газами, будет равно количеству теплоты $Q_п = D(h_6 - h_3)$, воспринятой водой и паром: $Q_г = Q_п$ или $m_г(h_{1г} - h_{2г}) = D(h_6 - h_3)$.

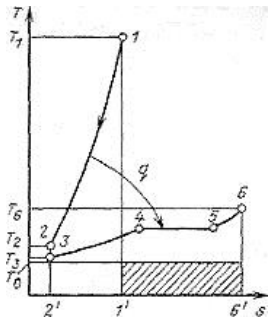


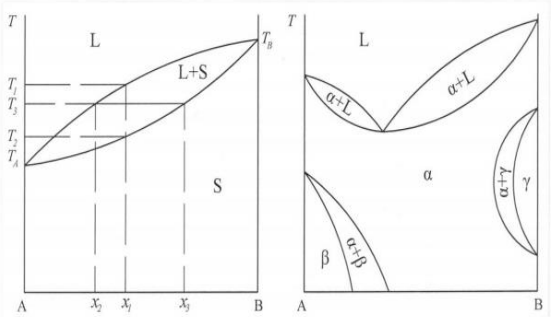
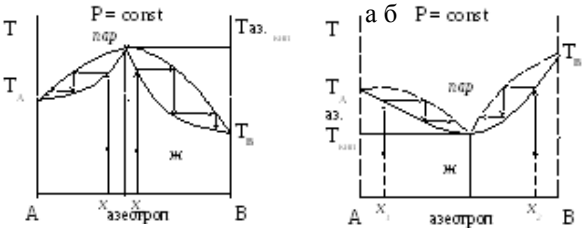
Рисунок 1 - К расчету по *T,s* -диаграмме эксергетических потерь
при неравновесном теплообмене

Здесь $m_г$ и D — массовые расходы газов и пара, а $h_{1г}...h_6$ — удельные энтальпии соответствующих веществ в соответствующих состояниях.

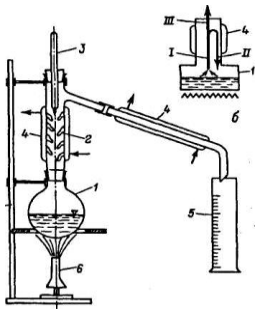
Чтобы изобразить описанные процессы в *T,s*-диаграмме водяного пара в одном масштабе, отложенные на ней значения энтропии воды и пара отнесены к 1 кг, а энтропии греющих газов — к их количеству, приходящемуся на 1 кг пара, т. е. $s_1 = s_{1г}m_г/D$, $s_2 = s_{2г}m_г/D$ где $s_г$ — удельная энтропия газа. Для удобства сравнения принято также общее начало отсчета энтропии, т.е. $s_{2г}m_г/D = s_3$. В таком случае площадь *1-1'-2'-2,* представляющая собой количество отданной газом теплоты, и площадь *2'-3-4-5-6-6'*, эквивалентная количеству теплоты, воспринятой паром, равны друг другу.

Поток газа входит с эксергией

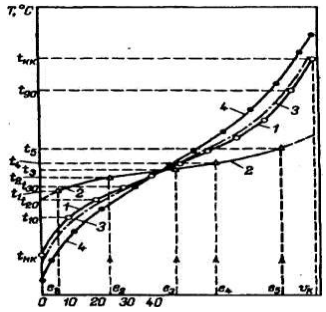
		$e_1 = [h_{1г} - h_{0г} - T_0(s_{1г} - s_{0г})]m_г/D$, а выходит с эксергией $e_2 = [h_{2г} - h_{0г} - T_0(s_{2г} - s_{0г})]m_г/D$, теряя на килограмм пара эксергию $e_1 - e_2 = [h_{1г} - h_{2г} - T_0(s_{1г} - s_{2г})]m_г/D$. Соответственно увеличение эксергии килограмма пара $e_6 - e_3 = [h_6 - h_3 - T_0(s_6 - s_3)]$. Потери эксергии при передаче теплоты составят $T_0(s_6 - s_{1г}m_г/D) = T_0(s_6 - s_1)$. Графически эти потери изображаются заштрихованной на рис. 1 площадкой. Расчеты показывают, что только из-за неравновесного теплообмена потеря эксергии, т. е. работы, которую теоретически можно было бы получить, используя теплоту продуктов сгорания топлива, превышает 30%.	
13.	**Основы химической термодинамики; Основы термодинамики необратимых процессов**		
13.1	Два способа расчета термодинамических свойств гомогенных бинарных растворов.	Образование раствора является сложным физико-химическим процессом. Процесс растворения всегда сопровождается увеличением энтропии системы; при образовании растворов часто имеет место выделение либо поглощение теплоты. Теория растворов объясняет все эти явления. Исторически сложились два подхода к образованию растворов – физическая теория, основы которой были заложены в XIX в., и химическая, одним из основоположников которой был Д.И. Менделеев. Физическая теория растворов рассматривает процесс растворения как распределение частиц растворенного вещества между частицами растворителя, предполагая отсутствие какого-либо взаимодействия между ними. Единственной движущей силой такого процесса является увеличение энтропии системы S; какие-либо тепловые или объемные эффекты при растворении отсутствуют (ΔH =0,V = 0; такие растворы принято называть идеальными). Химическая теория рассматривает процесс растворения как образование смеси неустойчивых химических соединений переменного состава, сопровождающееся тепловым эффектом и изменением объема системы, что часто приводит к резкому изменению свойств растворенного вещества. Так, растворение бесцветного сульфата меди CuSO4 в воде приводит к образованию окрашенного раствора, из которого выделяется не CuSO4, а голубой кристаллогидрат CuSO4·5H2O. Современная термодинамика растворов основана на синтезе этих двух подходов.	- (0,3 час.)
13.2	Растворимость и зона несмесимости. Объемные и тепловые эффекты растворения.	Концентрация компонента в растворе может изменяться от нуля до некоторого максимального значения, называемого растворимостью компонента. *Растворимость* – концентрация компонента в насыщенном растворе. Насыщенный раствор – раствор, содержащий при данной температуре максимальное количество растворенного вещества и находящийся в равновесии с избытком растворяемого вещества. Величина растворимости характеризует равновесие между двумя фазами, поэтому на неё влияют все факторы, смещающие это равновесие. Образование раствора является сложным физико-химическим процессом. Процесс растворения всегда сопровождается увеличением энтропии си-	- (0,3 час.)

		стемы; при образовании растворов часто имеет место выделение либо поглощение теплоты. Теория растворов объясняет все эти явления.	
13.3	Правило смешения и прямая смешения. Фазовые диаграммы T-N, P-N и P,T. Положение кривых конденсации и кипения при различных давлениях.	***Правило смешения (правило креста)*** применяется для упрощения расчетов в случае приготовления раствора заданной концентрации (в вес. %) путем разбавления растворителем или смешением двух растворов.  Рис. 6. Фазовая диаграмма, в которой компоненты неограниченно растворимы и в жидком, и в твердом состоянии Рис. 7. Более сложные варианты фазовых отношений при неограниченной смесимости в твердом и жидком состоянии. Серпообразные равновесия вида $\alpha+\gamma$ часто встречаются в системах с участием железа	- (0,3 час.)
13.4	Азеотропные растворы. Расчет фазовых равновесий. Коэффициенты активности компонентов.	Если две жидкости образуют *азеотропную смесь*, то независимо от состава исходного раствора его нельзя разделить методом перегонки на два чистых компонента. Исходный раствор, отвечающий по составу азеотропу, перегонкой разделить нельзя так как для него состав пара равен составу жидкости. Следовательно, нагревание и охлаждение не приведут к изменению состава пара по сравнению с составом жидкости. Отсюда название: азеотроп - *нераздельнокипящий*. Если исходный раствор является по составу промежуточным азеотропу и чистому компоненту, то его можно разделить на азеотропную смесь и чистый компонент. При положительных отклонениях от закона Рауля (минимум на кривых *T*- состав (*P=const*)) более летучим будет азеотроп. (рис.12 а). Поэтому при перегонке он окажется в конденсате, а в остатке - чистый компонент, которым была богаче исходная смесь, по сравнению с азеотропом. Например, если исходная жидкость отвечала составуx_1, то в остатке будет компонент*A*, а если составуx_2, то в остатке окажется компонент*B*(рис.12 а). При отрицательных отклонениях температура, кипения азеотропа будет более высокой, поэтому он всегда останется в остатке, а в отгоне будет компонент А для смеси составаx_1или В для смеси составаx_2(рис.9 б).  Рис. 12. Схема фракционной перегонки жидких летучих смесей с азеотропом. Для разделения азеотропных смесей изменяют внешнее давление. Это приводит к изменению температур кипения веществ и изменению состава азеотропной смеси. Тот раствор, который отвечал	- (0,3 час.)

		азеотропу, уже не будет таковым, и его можно будет разделить на компоненты перегонкой.	
13.5	Построение h-N и S-N - диаграмм раствора. Термодинамические процессы с растворами (изобарные, адиабатного дросселирования, непрерывного парообразования, абсорбции и др.).	Процесс растворения кристаллических веществ в воде состоит из двух последовательных стадий, каждая из которых сопровождается тепловым эффектом: *1 стадия* — разрушение кристаллической решетки растворяемого вещества на отдельные частицы — идет с поглощением теплоты ($\Delta H_1 > 0$). *2 стадия* — взаимодействие частиц растворенного вещества с молекулами воды (гидратация) — идет с выделением теплоты ($\Delta H_2 < 0$). Таким образом, тепловой эффект растворения является алгебраической суммой двух тепловых эффектов: $\Delta H = \Delta H_1 + \Delta H_2$. Согласно второму началу термодинамики при p, T = const вещества самопроизвольно могут растворяться в каком-либо растворителе, если в результате этого процесса энергия Гиббса системы уменьшается, т. е. $\Delta G = (\Delta H - T\Delta S) < 0$. Величину ΔH называют энтальпийным фактором, а величину $T\Delta S$ – энтропийным фактором растворения. При растворении жидких и твердых веществ энтропия системы обычно возрастает ($\Delta S > 0$), так как растворяемые вещества из более упорядоченного состояния переходят в менее упорядоченное. Вклад энтропийного фактора, способствующий увеличению растворимости, особенно заметен при повышенных температурах, потому что в этом случае множитель T велик и абсолютное значение произведения $T\Delta S$ также велико, соответственно возрастает убыль энергии Гиббса. При растворении газов в жидкости энтропия системы обычно уменьшается ($\Delta S < 0$), так как растворяемое вещество из менее упорядоченного состояния (большого объема) переходит в более упорядоченное (малый объем). Снижение температуры благоприятствует растворению газов, потому что в этом случае множитель T мал и абсолютное значение произведения $T\Delta S$ будет тем меньше, а убыль энергии Гиббса тем больше, чем ниже значение T. В процессе образования раствора энтальпия системы также может как увеличиваться, так и уменьшаться. Изменение энтальпии процесса растворения нужно рассматривать в соответствии с законом Гесса как алгебраическую сумму эндо- и экзотермических вкладов всех процессов, сопровождающих процесс растворения. Это эндотермические эффекты разрушения кристаллической решетки веществ, разрыва связи молекул, разрушения исходной структуры растворителя и экзотермические эффекты образования различных продуктов взаимодействия, в том числе сольватов. Для простоты изложения приращение энтальпии растворения $\Delta H_{раств}$ можно представить как разность энергии $E_{кр}$, затрачиваемой на разрушение кристаллической решетки растворяемого вещества, и энергии $E_{сол}$, выделяющейся при сольватации частиц растворенного вещества молекулами растворителя. Иначе говоря, изменение энтальпии представляет собой алгебраическую сумму изменения энтальпии $\Delta H_{кр}$ в результате разрушения кристаллической решетки и изменения энтальпии	- (0,4 час.)

		$\Delta H_{сол}$ за счет сольватации частицами растворителя: $\Delta H_{раств} = \Delta H_{кр} + \Delta H_{сол}$, где $\Delta H_{раств}$ – изменение энтальпии при растворении. Однако растворение благородных газов в органических растворителях нередко сопровождается поглощением теплоты, например гелия и неона в ацетоне, бензоле, этаноле, циклогексане. При растворении твердых веществ с молекулярной кристаллической структурой и жидкостей молекулярные связи не очень прочные, и поэтому обычно $\Delta H_{сол} > \Delta H_{кр}$. Это приводит к тому, что растворение, например, спиртов и сахаров представляет собой экзотермический процесс ($\Delta H_{раств} < 0$). При растворении твердых веществ с ионной решеткой соотношение энергий $E_{кр}$ и $E_{сол}$могут быть различным. Однако в большинстве случаев энергия, выделяемая при сольватации ионов, не компенсирует энергию, затрачиваемую на разрушение кристаллической решетки, следовательно, и процесс растворения является эндотермическим.	
13.6	Комбинированные процессы (дистилляция с дефлегмацией, ректификация). Расчеты процессов по диаграммам h-N и S-N.	***Термин «дистилляция»*** означает «разделение по каплям» или «стекание по каплям». История перегонки насчитывает около 3500 лет. В древности с помощью перегонки получали розовое и другие эфирные масла, дистиллированную (пресную) воду из морской, использовали перегонку для приготовления микстур и напитков. Современная нефтепереработка берет свое начало с перегонного куба, целевым назначением которого было получение осветительного керосина. Кубовая батарея и трубчатая установка для перегонки нефти были изобретены в России во второй половине XIX века. Схема аппарата с дефлегматором приведена на рис.(внизу). В отличие от простой перегонки в этом случае пары из колбы до выхода их на конденсацию проходят охлаждаемый участок горловины (дефлегматор), где в первую очередь частично конденсируются высококипящие углеводороды, и образовавшаяся жидкость - флегма стекает обратно в колбу. За счет этого покидающие колбу пары обогащаются легкокипящими компонентами, что повышает в целом четкость разделения углеводородов при таком способе дистилляции. Перегонка с дефлегматором представляет собой простейшую ректификационной колонку.  Схема аппарата с дефлегматором (а) и принцип его работы (б) а) 1 - колба; 2 - дефлегматор; 3 - термометр; 4 - холодильник; 5 - мерный приемник;6- нагреватель; 7- штатив; б) I - поток выкипающих паров; II-сконденсированная флегма; III-поток пара на конденсацию Методика дистилляции и интерпретация ее ре-	- (0,3 час.)

зультатов аналогичны описанным для простой перегонки, однако получаемая кривая фракционного состава будет иметь несколько больший уклон по сравнению с кривой, полученной простой перегонкой (кривая 3 на рис.). Четкость разделения зависит от высоты дефлегматора: чем она больше, тем больше доля паров и тем больше обогащение паров легкокипящими компонентами.



Выход фракций

Рис. Кривые фракционного состава [выход в % (об.) - 1; в % (мас.) - 2, 3, 4]:

1 - полученная простой перегонкой из колбы по ГОСТ 2177-82;

2 - кривая однократного испарения (ОИ);

3 - полученная перегонкой из колбы с дефлегматором;

4 - полученная ректификацией (кривая ИТК)

Ректификация

Методы лабораторной ректификации могут быть периодические и непрерывные, каждый из них имеет свое назначение. При периодической ректификации, так же как и при простой периодической перегонке, разовая загрузка куба постепенно испаряется при нагревании, но образующиеся при этом пар многоступенчатой дефлегмацией обогащаются легкокипящим для данного момента испарения углеводородами. Ректификация, как перегонка, может осуществляться периодически и непрерывно.

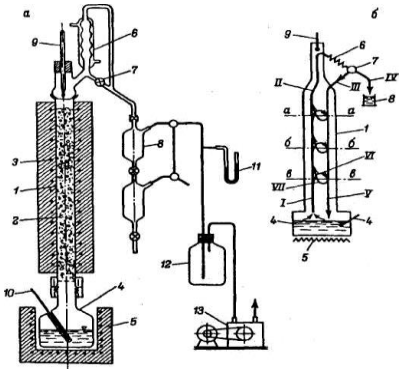


Схема аппарата разгонки нефти АРН-2 (а) и принцип его работы (б):

а) I - колонна; 2 - насадка; 3 - обогрев и изоляция колонны; 4 - куб; 5 - печь; 6 - конденсационная головка; 7 - кран для отбора фракций; 8 - приемник; 9, 10 - термопары; 11 -манометр; 12 - буферная емкость; 13 - вакуумный насос;

б) I - пары из куба; II - пары ректификата на конденсацию; III-ректификат на орошение; IV- отбираемая часть ректификата; V - флегма, стекающая в куб; VI и VII - конденсируемая часть паров и испаряемая часть - орошение на каждом уровне контакта (а-а, 6-6, в-в и т. д.)

В отличие от дистилляции с дефлегмацией, где это обогащение идет только за счет конденсации

		высококипящих компонентов пара внешним источником охлаждения, при ректификации этот процесс идет интенсивнее и потому эффективнее. Ректификацией можно разделять смесь компонентов, различающихся по температуре кипения всего на $0{,}5^0$С.	
13.7	Первый закон термодинамики в термохимии. Тепловой эффект реакции. Закон Гесса и его следствия.	Первый закон термодинамики – это принцип сохранения энергии. Он выражает связь между изменением внутренней энергии системы ΔU, количеством теплоты Q, полученной системой, и работой A, совершенной этой системой. Аналитическое выражение первого закона термодинамики можно записать: а) для бесконечно малых изменений в системе $dU = \delta Q - \delta A$, б) для конечного изменения состояния системы: $dU = Q - A$, Работу δA в термодинамике часто представляют в виде двух составляющих: $\delta A = \rho dV + \delta A'$, где ρdV - работа расширения системы (ее называют также механической работой), $\delta A'$- полезная работа (в это понятие включается работа электрическая, поверхностная, химическая и др.). В термодинамике, кроме внутренней энергии, используются и другие термодинамические функции. Одной из них является энтальпия H. $H = U + pV$. Термохимия имеет дело с теплотой, поглощаемой или выделяемой в химических реакциях, при фазовых превращениях или при разбавлении растворов. Согласно закону Гесса тепловой эффект реакции не зависит от пути процесса, а определяется лишь начальным и конечным состоянием системы при условии, что давление или объем в течение всего процесса остаются неизменными, а температура в начале и конце процесса одинакова. Математическая формулировка закона Гесса является следствием первого закона термодинамики и выражается уравнениями: $Q_v = \Delta U$, $Q_p = \Delta H$. **Закон Гесса*:*** тепловой эффект химической реакции, протекающей при постоянном давлении или объеме, зависит от состояния исходных веществ и продуктов реакции и не зависит от числа промежуточных стадий процесса.	- (0,4 час.)
13.8	Зависимость теплового эффекта реакции от температуры. Стандартный тепловой эффект.	Взаимосвязь тепловых эффектов изобарного (p = const) и изохорного (V = const) процессов определяется следующими соотношениями: $\Delta H = \Delta U + \Delta n_{(г)} \cdot RT$, или $Q_p = Q_v + \Delta n_{(г)} \cdot RT$, *где* $\Delta n_{(г)} = \sum n^{кон}_{(г)} - \sum n^{исх}_{(г)}$. В этом уравнении $\sum n^{кон}_{(г)}$ есть число молей газообразных продуктов реакции (конечных веществ), а $\sum n^{исх}_{(г)}$ есть число молей газообразных исходных веществ. При записи термодинамических и термохимических форм уравнения химической реакции указывается не только химический состав веществ, но и их агрегатное состояние и кристаллическая модификация. Тепловой эффект в термодинамики (Q) пишется отдельно, рядом с записью уравнения хи-	- (0,3 час.)

		мической реакции, а в термохимии для той же реакции Q включается в само уравнение, но со знаком, противоположным по сравнению с термодинамической величиной.	
13.9	Второй закон термодинамики в термохимии. Закон действующих масс. Константа равновесия. Степень диссоциации.	**Второй закон термодинамики**. Этот эмпирический закон не имеет единой формулировки, некоторые приведены ниже: 1. Невозможен самопроизвольный (естественный, спонтанный) переход энергии (в форме теплоты) от менее нагретого тела к более нагретому. Перенос теплоты от холодного тела к горячему связан с компенсацией, т.е. с необходимостью дополнительной затраты работы, которая переходит в конечном счете в теплоту, поглощаемую горячим телом (так, в домашнем холодильнике происходит перенос теплоты от предметов к деталям прибора, а затем и в воздух; этот перенос требует затраты электроэнергии). Процессы, реализация которых связана с компенсацией, называются *необратимыми*. 2. Невозможно создать вечный двигатель 2-го рода. Тепло океана, например, может быть превращено в работу (согласно первому закону термодинамики), однако только при наличии соответствующего холодильника (согласно второму закону термодинамики). 3. Даже при обратимом течении реакции в работу может перейти только часть теплоты процесса. Другая часть, не превращенная в работу, передается при этом от более нагретых к более холодным частям системы. Применительно к химическим реакциям (при P = const, T = const) этот закон можно выразить математически: DH = DG + TDS или DG = DH – TDS, (2.10) где DH_2 – тепловой эффект реакции, наблюдаемый при ее необратимом течении; DG_2 – изменение *свободной энергии Гиббса,* или изменение изобарно-изотермического потенциала, т.е. это та максимальная часть энергии системы, которая в данных условиях может превратиться в полезную работу. При $DG < 0$ реакция протекает самопроизвольно. DS – энтропия. Энтропия является функцией каждого конкретного состояния системы и не зависит от пути (например, какие промежуточные стадии проходит система при переходе из состояния 1 в состояние 2 для достижения нового состояния). Произведением TDS определяется переносимое Q, которое не может быть превращено в работу даже при обратимом ходе реакции (величина «связанной энергии»). Это произведение показывает количество внутренней энергии, теряемой системой *в форме теплоты*: $TDS = Q$ или $DS = Q / T$, (2.11) где $DS = S_2 – S_1$ – изменение *энтропии* системы при реакции, равное сообщенному системе теплу, деленному на абсолютную температуру, при которой система эту теплоту получает (отдает).	- (0,4 час.)
13.10	Термодинамические свойства диссоциирующих газов. Свободная энергия и изобарный потенциал.	Самопроизвольное протекание изобарно-изотермического процесса определяется двумя факторами: энтальпийным, связанным с уменьшением энтальпии системы (ΔH), и энтропийным $T\,\Delta S$, обусловленным увеличением беспорядка в системе вследствие роста ее энтропии. Разность	- (0,3 час.)

	Химический потенциал.	этих термодинамических факторов является функцией состояния системы, называемой изобарно-изотермическим потенциалом или свободной энергией Гиббса (G, кДж): $\Delta G = \Delta H - T\,\Delta S$ (4.2) Записав уравнение (4.2) в виде $\Delta H = \Delta G + T\,\Delta S$, получим, что энтальпия реакции включает свободную энергию Гиббса и «несвободную» энергию $\Delta S \cdot T$. Энергия Гиббса, представляющая собой убыль изобарного (P = const) потенциала, равна максимальной полезной работе. Уменьшаясь с течением химического процесса, ΔG достигает минимума в момент равновесия ($\Delta G = 0$). Второе слагаемое $\Delta S \cdot T$ (энтропийный фактор) представляет ту часть энергии системы, которая при данной температуре не может быть превращена в работу. Эта связанная энергия способна лишь рассеиваться в окружающую среду в виде тепла (рост хаотичности системы). Итак, в химических процессах одновременно изменяются энергетический запас системы (энтальпийный фактор) и степень ее беспорядка (энтропийный фактор, не совершающая работу энергия). Анализ уравнения (4.2) позволяет установить, какой из факторов, составляющих энергию Гиббса, ответственен за направление протекания химической реакции, энтальпийный (ΔH) или энтропийный ($\Delta S \cdot T$). • Если $\Delta H < 0$ и $\Delta S > 0$, то всегда $\Delta G < 0$ и реакция возможна при любой температуре. • Если $\Delta H > 0$ и $\Delta S < 0$, то всегда $\Delta G > 0$, и реакция с поглощением теплоты и уменьшением энтропии невозможна ни при каких условиях. • В остальных случаях ($\Delta H < 0$, $\Delta S < 0$ и $\Delta H > 0$, $\Delta S > 0$) знак ΔG зависит от соотношения ΔH и $T\Delta S$. Реакция возможна, если она сопровождается уменьшением изобарного потенциала; при комнатной температуре, когда значение T невелико, значение $T\Delta S$ также невелико, и обычно изменение энтальпии больше $T\Delta S$. Поэтому большинство реакций, протекающих при комнатной температуре, экзотермичны. Чем выше температура, тем больше $T\Delta S$, и даже эндотермические реакции становятся осуществляемыми. Проиллюстрируем эти четыре случая соответствующими реакциями: 1. $\Delta H < 0$, $\Delta S > 0$, $\Delta G < 0$ — $C_2H_5–O–C_2H_5 + 6O_2 = 4CO_2 + 5H_2O$ (реакция возможна при любой температуре) 2. $\Delta H > 0$, $\Delta S < 0$, $\Delta G > 0$ — реакция невозможна 3. $\Delta H < 0$, $\Delta S < 0$, $\Delta G > 0$, $\Delta G < 0$ — $N_2 + 3H_2 = 2NH_3$ (возможна при низкой температуре) 4. $\Delta H > 0$, $\Delta S > 0$, $\Delta G > 0$, $\Delta G < 0$ — $N_2O_{4(г)} = 2NO_{2(г)}$ (возможна при высокой температуре). Для оценки знака ΔG реакции важно знать величины ΔH и ΔS наиболее типичных процес-	

		сов. ΔH образования сложных веществ и ΔH реакции лежат в пределах 80–800 кДж·. Энтальпия реакции сгорания всегда отрицательна и составляет тысячи кДж·. Энтальпии фазовых переходов обычно меньше энтальпий образования и химической реакции Δ – десятки кДж·, Δ и Δ равны 5–25 кДж·. Зависимость ΔH от температуры выражается соотношением $\Delta H_T = \Delta H^\circ + \Delta C_p \cdot \Delta T$, где ΔC_p – изменение теплоемкости системы. Если в интервале температур 298 К – T реагенты не претерпевают фазовых превращений, то $\Delta C_p = 0$, и для расчетов можно пользоваться значениями ΔH°. Энтропия индивидуальных веществ всегда больше нуля и составляет от десятков до сотен Дж·моль$^{-1}$К$^{-1}$ (табл. 4.1). Знак ΔG определяет направление реального процесса. Однако для оценки осуществимости процесса обычно пользуются значениями стандартной энергии Гиббса ΔG°. Величина ΔG° не может использоваться в качестве критерия вероятности в эндотермических процессах со значительным возрастанием энтропии (фазовые переходы, реакции термического разложнения с образованием газообразных веществ и др.).	
13.11	Уравнение максимальной работы Гиббса-Гельмгольца. Константа равновесия и максимальная работа реакции. Зависимость константы равновесия от давления и температуры.	Свободная энергия Гиббса (или просто энергия Гиббса, или потенциал Гиббса, или термодинамический потенциал в узком смысле) — это величина, показывающая изменение энергии в ходе химической реакции и дающая таким образом ответ на вопрос о принципиальной возможности протекания химической реакции; это термодинамический потенциал следующего вида: $G = U + PV - TS$ Энергию Гиббса можно понимать как полную химическую энергию системы (кристалла, жидкости и т. д.) Понятие энергии Гиббса широко используется в термодинамике и химии. Самопроизвольное протекание изобарно-изотермического процесса определяется двумя факторами: энтальпийным, связанным с уменьшением энтальпии системы (ΔH), и энтропийным T ΔS, обусловленным увеличением беспорядка в системе вследствие роста её энтропии. Разность этих термодинамических факторов является функцией состояния системы, называемой изобарно-изотермическим потенциалом или свободной энергией Гиббса (G, кДж) Конста́нта равнове́сия — величина, определяющая для данной химической реакции соотношение между термодинамическими активностями (либо, в зависимости от условий протекания реакции, парциальными давлениями, концентрациями или фугитивностями) исходных веществ и продуктов в состоянии химического равновесия (в соответствии с законом действующих масс). Зная константу равновесия реакции, можно рассчитать равновесный состав реагирующей смеси, предельный выход продуктов, определить направление протекания реакции.	- (0,4 час.)
13.12	Влияние температуры на скорость химической реакции. Абсо-	Влияние температуры на количество столкновений молекул может быть показано с помощью модели. В первом приближении влияние температуры на скорость реакций определяется правилом	- (0,3 час.)

	лютная энтропия. Стандартные значения термодинамических функций веществ.	Вант-Гоффа (сформулировано Я. Х. Вант-Гоффом на основании экспериментального изучения множества реакций): В интервале температур от 0оС до 100оС при повышении температуры на каждые 10 градусов скорость химической реакции возрастает в 2-4 раза: $v_2 = v_1 \cdot \gamma^{\frac{T_2 - T_1}{10}}$ где g - tтемпературный коэффициент, принимающий значения от 2 до 4. При абсолютном нуле температур (Т = 0 К) энтропия идеального кристалла любого чистого простого вещества или соединения равна нулю. Равенство нулю S при 0 К позволяет вычислить абсолютные величины энтропий веществ на основе экспериментальных данных о температурной зависимости теплоемкости. Изменение энтропии в процессе выражается уравнением: $\Delta S = \Sigma S_{(прод.)} - \Sigma S_{(исх.)}$, где S(прод.) и S(исх.) – соответственно абсолютные энтропии продуктов реакции и исходных веществ.	

4.3. Лабораторные работы

№ п/п	*Номер раздела дисциплины*	*Наименование лабораторных работ*	*Объем (час.)*	*Вид занятия в интерактивной, активной, инновационной формах, (час.)*
1	**1.**	Определение газовой постоянной влажного воздуха	6	-
2	**2.**	Изучение основных методов и средств измерения характеристик термодинамических систем	6	-
3	**2.**	Определение теплоемкости воздуха	5	Работа в малых группах (5 час.)
4	**3.**	Исследование процессов во влажном воздухе	6	-
5	**4.**	Определение основных параметров влажного воздуха	6	-
6	**8.**	Определение основных параметров циклов паротурбинных установок	11	-
7	**10.**	Исследование процессов сжатия воздуха в поршневом компрессоре	6	-
8	**11.**	Тепловой баланс фреоновой холодильной машины	5	Работа в малых группах (5 час.)
		ИТОГО	**51**	**10**

4.4. Практические занятия

№ п/п	Номер раздела дисциплины	Наименование тем практических занятий	Объем в часах	Вид занятия в интерактивной, активной, инновационной формах, (час.)
1	**1**	Система единиц измерения, переводные соотношения. Параметры состояния. Уравнение состояния идеального газа. Теплоемкость, энтальпия и внутренняя энергия газов в идеальном состоянии	1	-
2	**1.**	Первый закон термодинамики, определение количества теплоты, работы, изменения внутренней энергии.	1	-
3	**1.**	Термодинамические процессы: изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный, политропный.	1	Деловые игры (1 час.)
4	**2.**	Второй закон термодинамики. Изменение энтропии в термодинамических процессах. T-S - диаграмма	1	Деловые игры (1 час.)
5	**2.**	Цикл Карно, его термический КПД	1	-
6	**3.**	Реальные газы. Уравнение состояния реального газа. Метод термодинамического подобия	1	-
7	**4.**	Свойства воды и водяного пара. H-S и T-S - диаграммы и процессы изменения состояния водяного пара и воды. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара	1	Деловые игры (1 час.)
8	**4.**	Влажный воздух. H-d - диаграмма влажного воздуха, процессы во влажном воздухе	1	Деловые игры (1 час.)
9	**5.**	Смеси идеальных газов	1	-
10	**7.**	Истечение и дросселирование газов и паров	1	-
11	**8.** **9.**	Циклы паротурбинных установок	2	Компьютерная презентация (2 час.)
12	**9.**	Комбинированные паровые и парогазовые циклы	1	-
13	**10.**	Циклы газотурбинных установок	1	-
14	**11.**	Сжатие газа в компрессоре, многоступенчатое сжатие. Циклы двигателей внутреннего сгорания	2	Компьютерная презентация (2 час.)
15	**11.**	Циклы холодильных машин и тепловых насосов. Расчет и выбор элементов схемы парокомпрессионной холодильной установки при варьировании начальных параметров на ЭВМ	2	Компьютерная презентация (2 час.)
		ИТОГО	**18**	**10**

4.5. Контрольные мероприятия: контрольная работа.

Цель работы. Контрольная работа выполняется с целью закрепления знаний, полученных в процессе изучения дисциплины.

Основная тематика. Тематика контрольной работы №1 связана с проработкой таких тем как: идеальный газ, сжатие газа (адиабатное, изотермическое, политропное), изучение процессов во влажном воздухе, циклы воздушной холодильной машины.

Вторая контрольная работа объединяет следующие темы: истечение и дросселирование газов и паров, циклы газотурбинных установок, циклы паросиловой установки (цикл Ренкина).

Рекомендуемый объем работы: Бакалаврам по учебному плану необходимо выполнить 2 контрольные работы, в каждой по 4 задания в соответствии с вариантом. Вариант контрольной работы определяется двумя последними цифрами зачетной книжки. При этом в каждом задании часть исходных данных выбирается по последней цифре шифра, а часть – по предпоследней.

В конце работы необходимо привести список использованной литературы, в самом тексте контрольной работы дать ссылки на соответствующие источники.

Выдача задания и прием контрольной работы проводится в соответствии с календарным учебным графиком.

5. МАТРИЦА СООТНЕСЕНИЯ РАЗДЕЛОВ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ К ФОРМИРУЕМЫМ В НИХ КОМПЕТЕНЦИЯМ И ОЦЕНКЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

Компетенции / *№, наименование разделов дисциплины*	*Кол-во часов*	*Компетенции*		*Σ ко мп*	$t_{ср}$, *час*	*Вид Учебной работы*	*Оценка результатов*
		ОК	*ОПК*				
		7	*1*				
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**
1. Первый закон термодинамики.	24,5	+	+	2	12,25	Лк, ЛР, ПЗ,СРС	Зачет, экзамен
2. Второй закон термодинамики.	28,5	+	+	2	14,25	Лк, ЛР, ПЗ, СРС	Тесты, зачет, экзамен
3. Реальные газы.	22,5	+	+	2	11,25	Лк, ЛР, ПЗ, СРС	Тесты, кр, зачет, экзамен
4. Водяной пар.	23,5	+	+	2	11,75	Лк, ЛР, ПЗ, СРС	Тесты, кр, зачет, экзамен
5. Термодинамические свойства реальных газов.	16,5	+	+	2	8,25	Лк, ПЗ, СРС	Тесты, кр, зачет, экзамен
6. PV- диаграмма.	13,0	+	+	2	6,5	Лк, СРС	Тесты, зачет, экзамен
7. Таблицы термодинамических свойств веществ. Истечения из сопел; дросселирование.	16,5	+	+	2	8,25	Лк, ПЗ, СРС	Зачет, экзамен
8. Циклы паротурбинных установок.	33,5	+	+	2	16,75	Лк, ЛР, ПЗ, СРС	Тесты, кр, зачет, экзамен
9. Тепловой и энергетический балансы паротурбинной установки.	21,5	+	+	2	10,75	Лк, ПЗ, СРС	кр, экзамен
10.Газовые циклы.	26,5	+	+	2	13,25	Лк, ЛР, ПЗ, СРС	кр, экзамен
11. Схемы, циклы и термический КПД двигателей и холодильных установок.	30,5	+	+	2	15,25	Лк, ЛР, ПЗ, СРС	Тесты, кр, экзамен
12.Эксергетический анализ циклов.	15,5	+	+	2	7,75	Лк, СРС	Тесты, кр, экзамен
13. Основы химической термодинамики; Основы термодинамики необратимых процессов.	15,5	+	+	2	7,75	Лк, СРС	Тесты, кр, экзамен
всего часов	**288**	**144**	**144**	**2**	**144**		

6. ПЕРЕЧЕНЬ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

1. Кудинов, В. А. Техническая термодинамика и теплопередача: учебник для академического бакалавриата / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов, Е. В. Стефанюк. - 3-е изд., испр. и доп. - М. : Юрайт, 2015. - 566 с.
2. Тестовые и контрольные задания. В 4 ч. / Под ред. С. В. Белокобыльского. - Братск : БрГУ, 2005. Ч.2 : Общепрофессиональные дисциплины. - 225 с.
3. Александров, А. А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок : учеб. пособие для вузов / А. А. Александров. - Москва : МЭИ, 2004. - 158 с.
4. Кудинов, В. А. Техническая термодинамика : учебник / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов. - 2-е изд., испр. - М. : Высшая школа, 2001. - 261 с.
5. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент : справочник / Под ред. А. В. Клименко, В. М. Зорина. - 3-е изд., перераб. - М. : МЭИ, 2001. - 564 с.
6. Андрющенко А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок: Учебное пособие. - 3-е изд., перераб. - М.: Высшая школа, 1985. - 319 с.
7. Жуковский, В. С. Термодинамика / В. С. Жуковский; под ред. А. А. Гухмана. - М. : Энергоатомиздат, 1983. - 304 с.
8. Сборник задач по технической термодинамике: Учебное пособие (Андрианова Т.Н., Дзампов Б.В., Зубарев В.Н., Ремизов С.А.). - 3-е изд., перераб. - М.: Энергоиздат, 1981. - 240 с.

7. ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНОЙ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

№	*Наименование издания*	*Вид занятия*	*Количество экземпляров в библиотеке,* шт.	*Обеспеченность,* (экз./ чел.)
1	2	3	4	5
Основная литература				
1	Основы современной энергетики. В 2 т. Т.1-2 : учебник для вузов / Под общ. ред. Е. В. Аметистова. - 4-е изд., перераб. и доп. - Москва : МЭИ, 2008. Т.1 : Современная теплоэнергетика / Под ред. А. Д. Трухния. - 472 с.	Лк, ПЗ, ЛР	15	1
2	Кириллин, В. А. Техническая термодинамика : учебник / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. - 4-е изд. - Москва : Энергоатомиздат, МЭИ - 2008 - 416 с	Лк, ПЗ, ЛР	14	1
3	Круглов, Г. А. Теплотехника. [Электронный ресурс]: учебное пособие / Г. А. Круглов, Р. И. Булгакова, Е. С. Круглова. - 2-е изд., стереотип. - Санкт-Петербург : Лань, 2012. - 208 с. - (Учебники для вузов. Специальная литература). - ISBN 978-5-8114-1017-0 http://e.lanbook.com/book/3900	Лк, ПЗ, ЛР	ЭР	1
Дополнительная литература				
4	Федяев, А. А. Термодинамика : лабораторный практикум / А. А. Федяев, В. Н. Федяева, Ю. В. Видин. - Братск : БрГТУ, 2002. - 117 с.	Лк, ЛР	23	1
5	Логинов В.С. Примеры и задачи по тепломассооб-	Лк,	ЭР	1

	мену : учебное пособие. [Электронный ресурс] / В. С. Логинов [и др.]. - 2-е изд., испр. и доп. - Санкт-Петербург : Лань, 2011. - 256 с. - (Учебники для вузов. Специальная литература). - ISBN 978-5-8114-1132-0 http://e.lanbook.com/book/1553	ПЗ, ЛР		
6	Александров, А. А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок : учеб. пособие для вузов / А. А. Александров. - Москва : МЭИ, 2004. - 158 с.	Лк, ПЗ, ЛР	15	1
7	Федяев, А. А. Теоретические основы теплотехники. Термодинамика. : методические указания / А. А. Федяев, В. Н. Федяева. - 2-е изд., испр. и доп. - Братск : БрГУ, 2009. - 45 с.	ПЗ	149	1

8. ПЕРЕЧЕНЬ РЕСУРСОВ ИНФОРМАЦИОННО-ТЕЛЕКОММУНИКАЦИОННОЙ СЕТИ «ИНТЕРНЕТ» НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

1.Электронный каталог библиотеки БрГУ
http://irbis.brstu.ru/CGI/irbis64r_15/cgiirbis_64.exe?LNG=&C21COM=F&I21DBN=BOOK&P21DBN=BOOK&S21CNR=&Z21ID=.
2. Электронная библиотека БрГУ
http://ecat.brstu.ru/catalog .
3. Электронно-библиотечная система «Университетская библиотека online»
http://biblioclub.ru .
4. Электронно-библиотечная система «Издательство «Лань»
http://e.lanbook.com .
5. Информационная система "Единое окно доступа к образовательным ресурсам"
http://window.edu.ru .
6. Научная электронная библиотека eLIBRARY.RU http://elibrary.ru .
7. Университетская информационная система РОССИЯ (УИС РОССИЯ)
https://uisrussia.msu.ru/ .
8. Национальная электронная библиотека НЭБ
http://xn--90ax2c.xn--p1ai/how-to-search /.

9. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ

9.1. Методические указания для обучающихся по выполнению лабораторных работ/ практических занятий

Рекомендуемые источники литературы, необходимые при выполнении лабораторных и практических работ указаны в п.7 (основная [1-3] и дополнительная [4-7]).

Лабораторная работа № 1
Определение газовой постоянной влажного воздуха

Цель работы
Практическое изучение двух методов определения газовой постоянной влажного воздуха.

Краткие сведения из теории

Объем одного киломоля идеального газа постоянен и равен Y=22,4136 м^3/кмоль. При других значениях давления и температуры объём одного киломоля будет несколько отличаться от указанной величины. Это происходит потому что закон Авогадро не совсем справедлив для реальных газов Однако это отклонение у наиболее употребительных газов (азот, водород, кислород, окись углерода, метан)относительно невелико и составляет не более 1-2 процентов.

Уравнение газовой постоянной, отнесённой к 1 кг газа:

$$R = \frac{8314}{\mu}, \frac{Дж}{кг \cdot град} \qquad (1)$$

где μ - молекулярный вес газов.

Чтобы определить газовую постоянную для смеси, надо предварительно найти кажущийся молекулярный вес смеси:

$$\mu_{см} = \sum_{i=1}^{n} r_k \cdot \mu_k \qquad (2)$$

где r_k – объёмные доли компонентов смеси; $\mu_к$ – молекулярные веса компонентов смеси.

Влажный воздух можно считать смесью сухого воздуха и водяного пара. Объёмные доли сухого воздуха $r_в$ и водяного пара $r_п$ могут быть выражены через парциальные давления сухого воздуха $P_в$ и пара $P_п$. При суммарном давлении смеси P объёмные части компонентов будут определяться

$$r_в = \frac{P_В}{P} \qquad (3)$$

$$r_П = \frac{P_П}{P} \qquad (4)$$

Суммарное давление смеси в этом случае

$$P = P_В + P_П \qquad (5)$$

Молекулярные веса сухого воздуха и водяного пара можно принять равными $\mu_в$ = 28,96; $\mu_п$ = 18,016, тогда

$$\mu_{см} = r_В \cdot \mu_В + r_П \cdot \mu_П = 28{,}96\left(1 - \frac{P_П}{P}\right) + 18{,}016\frac{P_П}{P} \qquad (6)$$

Количество пара в 1 м^3 воздуха равно его абсолютной влажности, которая численно равна плотности пара в смеси, при температуре смеси и соответствующем парциальном давлении пара, определяется:

$$\rho_П = \frac{P_П}{R_П \cdot T} \qquad (7)$$

где $R_п$ – газовая постоянная пара, Дж/(кг*град).

Определение газовой постоянной по первому варианту:

$$R = \frac{288}{1 - 0{,}337\frac{\varphi \cdot P_S}{P}} = \frac{288}{1 - 0{,}337\frac{P_П}{P}} \qquad (8)$$

где φ – относительная влажность воздуха; P_S – давление насыщения.

$$R = \frac{V \cdot \Delta P}{T \cdot \Delta G} \quad ,Дж/(кг \cdot град) \qquad (9)$$

Опыты так же, как и расчёты, показывают, что с изменением параметров идеального газа (P и T) объём одного моля любого газа изменяется так, что отношение Pv_μ/T остаётся при любых условиях одинаковым. Постоянную величину указанного соотношения обозначают R и называют универсальной газовой постоянной.

Описание экспериментальной установки

Лабораторный стенд состоит из установки, позволяющей создавать воздушный поток с заданной температурой, и психрометра.

Для определения газовой постоянной влажного воздуха другим способом имеется установка, состоящая из технических весов с разновесами и тарированного баллона, давление в котором можно определить по манометру. На баллоне имеется патрубок, оканчивающийся резиновым шлангом. Емкость сосуда указана на баллоне. К установке также относится психрометр.

Порядок выполнения работы

Таблица 1.1

Результаты измерений по 1-му варианту

№ опыта	$t_м$,°C мокрого термометра	$t_с$,°C сухого термометра	$P_{бар}$, давление атмосферное	
			мм.рт.ст.	кПа
1				

Таблица 1.2

Результаты измерений по 2-му варианту

№ опыта	V баллона, $м^3$	$P_{бар}$, давление, кПа	$P_{изб}$, давление, кгс/$см^2$	$t_м$, °C мокрого термом.	$t_с$, °C сухого термом.	ΔG, кг разн. весов	ΔP, Па разн. Давл.
1							

Обработка результатов измерения

1. Определить среднее значение данных замеров по нескольким опытам.

2. На основании данных по tм и tс термометров по H-d-диаграмме (рис 1.) определить состояние влажного воздуха, а затем найти необходимые параметры: относительную влажность, парциальное давление газа $P_п$. давление насыщенного пара Ps можно найти по отмеченным выше параметрам или наиболее точно - по таблицам насыщенного водяного пара по температуре воздуха.

3. Показания барометра и манометра при необходимости пересчитать по известным соотношениям в Па.

4. Зная барометрическое давление $P_{бар}$, определить значение газовой постоянной R_1 по уравнению (8).

5. Определить по уравнению (9) значение газовой постоянной R_2 по взвешиванию баллона (2 вариант).

6. Сравнить значения R_1 и R_2 и определить расхождение расхождения полученных величин в процентах:

$$\Delta R = \frac{R_1 - R_2}{R_2} \cdot 100\%$$

7. Сравнить значения R_1 и R_2 с величиной постоянной газовой постоянной влажного воздуха, определенной по уравнению (1). Для расчета газовой постоянной смеси сухого воздуха и водяного пара надо найти кажущийся молекулярный вес смеси с помощью уравнений (2-6).

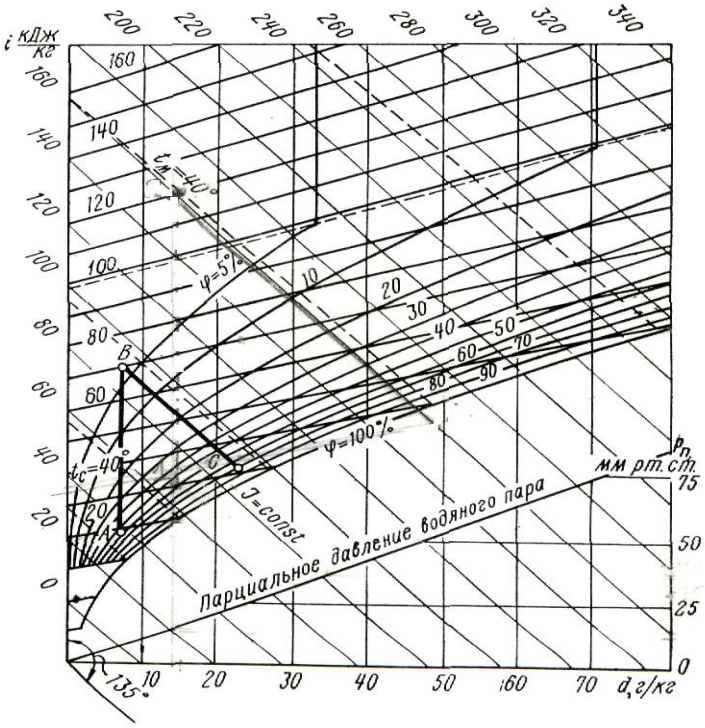


Диаграмма *id* для влажного воздуха.

Рис. 1. H-d-диаграмма влажного воздуха

3. Используя зависимость (7), найти плотность влажного воздуха, а также компонентов смеси.

Содержание отчета

Отчет должен содержать:

- цель работы;
- краткое описание установки и основных расчетных зависимостей;
- таблицы полученных при экспериментах данных;
- H-d диаграмму влажного воздуха (схематично) с отметкой всех найденных параметров воздуха;
- расчеты по экспериментам, включающие вывод о том, какой метод определения газовой постоянной даёт более точные результаты.

Контрольные вопросы для допуска к работе и защиты отчета

1. Объяснить цель работы.
2. Что такое влажный воздух?
3. Что такое газовая постоянная и универсальная газовая постоянная?
4. Что такое абсолютная и относительная влажность воздуха?
5. Записать уравнение Клапейрона через различные термодинамические параметры.
6. Пояснить порядок выполнения работы и методы выполнения экспериментов, предложенные в данном пособии.
7. Перечислить основные параметры, определяющие состояние газа, с указанием единиц измерения.
8. Написать аналитическое выражение и пояснить смысл газовых законов.
9. Пояснить физическую сущность газовых постоянных.
10. Показать, как определяется газовая постоянная смеси газов.
11. Что такое киломоль газа?
12. Объяснить устройство и работу психометра.
13. Какой воздух тяжелее – влажный или сухой?

Лабораторная работа № 2

Изучение основных методов и средств измерения характеристик термодинамических систем

Цель работы

Ознакомление с наиболее распространенными методами и устройствами, применяемыми в промышленности для измерения температур, а также давления, расходов и динамических характеристик энергоносителей; опытное определение основных параметров термодинамических систем.

Краткие сведения из теории

Наиболее распространенные измерители температур:

- *Термометры расширения*

Приборы, основанные на расширении веществ при нагревании. Распространены ртутные и спиртовые термометры.

Другой вид термометров расширения – манометрические или газовые.

- *Термоэлектрические термометры*

В основу устройства этих приборов положен эффект термопары, открытый в 1821 г. Зеебеком.

- *Термометры сопротивления*

Свойство металлов изменять электрическое сопротивление под воздействием температуры используется для создания устройств, измеряющих температуру – Логометр.

- *Оптические пирометры*

Предназначены для измерения относительно высоких температур твердых тел. Принцип действия основан на сравнении у измеряемого тела яркости и цвета с эталонным телом, которым является лампа накаливания.

- *Уравновешенные электрические электронные мосты для измерения температуры термометрами сопротивления*

Мосты отличаются от потенциометров измерительными элементами и получили значительное распространение.

Измерение давления

Абсолютное давление - сила, действующая по нормали к поверхности тела и отнесенная к единице площади этой поверхности.

- *Приборы давления с упругим чувствительном элементом*

Приборы давления, основанные на использовании деформации или изгибающего момента упругих чувствительных элементов, воспринимающих измеряемое давление среды и преобразующих его в перемещение или усилие, широко применяют в различных областях техники в достаточно широком диапазоне измерений - от 50Па (5кгс/м^2) до 1000 МПа (10 000 кгс/см^2). Они изготавливаются в виде тягомеров, напоромеров, тягона-поромеров, манометров, вакуумметров и мановакуумметров.

Сильфонные приборы применяются для измерения или измерения и записи вакуумметрических и небольших избыточных давлений, не превышающих 0,4 МПа

- *Дифференциальные U-образные и микроманометры*

Приборы U-образные (двухтрубчатые) и чашечные (однотрубчатые) относятся к группе жидкостных приборов с видимым уровнем. Они применяются в качестве манометров (напоромеров) для измерения избыточного давления воздуха и неагрессивных газов до 700 мм

вод.ст. (7000 Па) и 735 мм рт.ст. (0,1 МПа), тягометров для измерения разрежения газовых сред до 700 мм зод.ст. (7000 Па), вакуумметров для измерения вакуума (разряжения) до 760 мм рт.ст. (0,101 МПа).

Данные приборы применяются также в качестве дифференциальных манометров для измерения разности давлений неагрессивных газов, находящихся под давлением, близким к атмосферному, до700 мм вод.ст. (7000 Па), и неагрессивных жидкостей, газов и паров, находящихся под давлением более 0.1 МПа, до 700 мм рт.ст. (0.09 МПа).

Измерение расхода и скоростей газов и жидкостей

Количество вещества выражают обычно в единицах объема или массы. Единцами объема являются кубометр и литр, а массы – килограмм и тонна. Прибор, измеряющий количество вещества, проходящего через данное сечение трубопровода за единицу времени – час, называют расходомером.

Измерение расхода газов и жидкостей по перепаду давления в сужающем устройстве

Уравнение расхода для сжимаемой жидкости

$$Q_M = a * \varepsilon * F_0\sqrt{2p\Delta P}$$

$$Q_0 = a * \varepsilon * F_0\sqrt{\frac{2\Delta P}{p}}$$, где

Q_0=Q_M/р – расход в единицах объема; р –плотность протекающей жидкости; F_0-площадь отверстия сужающего устройства; ΔP-перепад давления в сужающем устройстве.

Измерение скоростей и расхода жидкостей и газов напорными трубками

$$v = \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_п - P_{ст})}$$, где

V - скорость движения газа или жидкости, м/с; р - плотность Жидкости или газа в рабочих условиях, кг/м^3; $P_п$ - полное давление в лобовой точке напорной трубки, называемой критической. Па; Рст - статическое давление в невозмущенном потоке, Па.

Устройство напорных трубок

Определив скорость, можно найти количество вещее кг/с, протекающего через трубопровод в единицу времени:

$Q_м = \rho \cdot F \cdot \upsilon_{ср}$, где Vср - средняя скорость потока, м/с; F - площадь сечения трубопровода, м^2.

Расходомеры постоянного перепада давления

Данный тип расходомеров относят к средствам измерений, называемым расходомерами обтекания. Они основаны на измерении вертикального перемещения чувствительного элемента (тела), зависящего от расхода среды и приводящего одновременно к изменению площади проходного отверстия расходомера таким образом, что разность давлений на чувствительный элемент (перепад давления) остается практически постоянной.

<u>Порядок выполнения работы</u>

Таблица 2.1

№ п/п	Термодинамические Параметры	Наименование прибора	Ед.изм. Параметра потока	Показания прибора	
				1-режим	2-режим
1	Температура	Термометр ртутный	°С		
		Трубка бурдона	К		

		Термопара храмель-капелевая			
2	Давление		кПа		
	Барометрическое, Рб	Барометр	мм.рт.ст.		
	Избыточное, Ризб	Манометр	кгс/$см^2$		
	Абсолютное, Рабс	Рабс=Рб+Ризб	Па, кгс/$см^2$		
	Динамическое, Рдин	ММН-240 / Рпол - Рст=Рдин	мм.сп.ст.		
3	Расход Q				
	Q0	ротаметр	$м^3$/с		
	Qм	Qм=Q0 * ρв	кг/с		
4	Скорость V		м/с		
		Трубка Пито (Прандтль)	об/с		
		Анимометр			

Содержание отчета

Отчет, кроме титульного листа, должен содержать:

- схему и краткое описание лабораторного стенда, таблицу соотношений различных единиц измерения;
- краткое описание и схемы измерительных устройств;
- таблицу полученных опытных данных по параметрам воздушного потока;
- расчеты (по необходимости) по определению параметров потока.

Контрольные вопросы для допуска к работе и защиты отчета

1. Объяснить цель работы.
2. Пояснить, каков принцип работы устройств для измерения различных параметров газовой среды.
3. Назовите единицы измерения различных параметров энергоносителей и их соотношение.

Лабораторная работа № 3

Определение теплоемкости воздуха

Цель работы

Ознакомление с методикой экспериментального определения средней изобарной массовой теплоемкости воздуха.

Краткие сведения из теории

Отношение количества теплоты, подведенного к рабочему телу при бесконечно малом изменении его состояния, к связанному с этим подводом теплоты изменению температуры тела называется его теплоемкостью.

Количество теплоты, необходимое для нагрева единицы количества вещества на один градус, называется удельной теплоемкостью. При этом различают: удельную массовую теплоемкость С, отнесенную к единице массы вещества, и удельную объемную теплоемкость С’, отнесенную к единице объема вещества при нормальных условиях.

Значение теплоемкости, соответствующее определенной температуре рабочего тела, называется истинной теплоемкостью:

$$C_{ист} = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{\Delta q}{\Delta T} = \frac{dq}{dT}$$

В теплотехнических расчетах, в которых обычно рассматриваются процессы, протекавшие в определенном температурном интервале, пользуются средней теплоемкостью.

Теплоемкость является функцией термодинамического процесса, поскольку изменение температуры рабочего тела при одинаковом количестве подведенной к нему теплоты зависит от характера протекающего процесса. Различают теплоемкости при подводе теплоты при постоянном объеме и постоянном давлении. Теплоемкость зависит от температуры и характера термодинамического процесса и незначительно от величины давления.

Описание экспериментальной установки

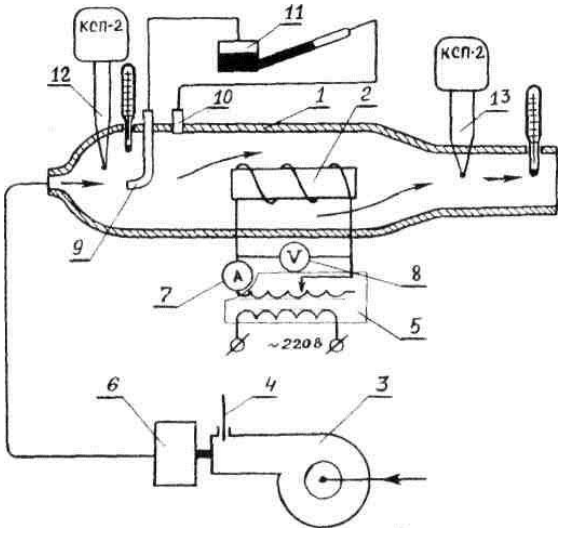


Рис. 3.1. – Схема экспериментальной установки

1 - проточный калориметр; 2 - нагреватель; 3- нагнетатель; 4 - шибер; 5 - автотрансформатор; 6 - фильтр; 7 - амперметр; 8 - вольтметр: 9 - пневмотрубка для измерения полного давления; 10 - пневмотрубка для измерения статического давления; 11 - микроманометр с наклонной шкалой; 12 , 13 - термопары (термометры) для измерения температур перед нагревателем t1 и после него t2

$C_m \Big|_{t_1}^{t_2} = -\frac{Q}{m \cdot (t_2 - t_1)}$ - уравнение средней массовой удельной теплоемкости в интервале температур

,где m-масса вещества, кг

t_1 и t_2 – температурный интервал, °С

$C_{pm} \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{J_н \cdot U \cdot R \cdot T_1}{P \cdot V \cdot (t_2 - t_1) \cdot 10^3}$ - зависимость, используемая для обработки опытных данных

,где Jн – величина тока, протекающего через нагреватель, А;

U – падение напряжения на нагревателе, В;

P – абсолютное давление воздуха внутри проточного калориметра, Па;

V – объемный расход воздуха через калориметр, $\frac{м^3}{с}$;

R – удельная газовая постоянная воздуха, кДж/кг*К;

T1 – абсолютная температура воздуха на входе в нагреватель, К;

t_2 и t_1 – соответственно температуры воздуха на входе и выходе из нагревателя калориметра, °С.

Порядок выполнения работы

Таблица 3.1- Результаты экспериментальных измерений

№ п/п	Время записи	hд, мм.сп.ст.	$V \cdot 10^5$ $м^3/с$	hст мм.сп.ст.	hб мм.рт.ст.	J, А	U, В	t1	t2
средние значения параметров, измеренных в установившемся режиме									

Расчет:

1) Определяется величина тока Jв, проходящего через вольтметр, включенный параллельно нагревателю калориметра, и величина Jн, проходящего через нагреватель калориметра:

$$J_в = \frac{U}{R_в}$$

$$J_н = J - J_в$$

2) Рассчитываются барометрическое Рб, избыточное Рм и абсолютное Р давление воздуха внутри проточного калориметра:

$$P_б = \frac{h_б \cdot 10^5}{750{,}062}$$

$$P_м = h_{ст} \cdot 9{,}807$$

$$P = P_б + P_м$$

3) Вычисляются по табличным данным значение теплоемкости воздуха в интервале температур:

$$C_{pm}^{таб}\Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{C_{pm}^{таб}\Big|_0^{t_2} \cdot t_2 - C_{pm}^{таб}\Big|_0^{t_1} \cdot t_1}{t_2 - t_1}$$

$$C_{pm}^{таб}\Big|_0^{t_1} = C_{pm}^{таб}\Big|_0^{0} + \left(C_{pm}^{таб}\Big|_0^{100} - C_{pm}^{таб}\Big|_0^{0}\right)\frac{t_1}{100};$$

$$C_{pm}^{таб}\Big|_0^{t_2} = C_{pm}^{таб}\Big|_0^{0} + \left(C_{pm}^{таб}\Big|_0^{100} - C_{pm}^{таб}\Big|_0^{0}\right)\frac{t_2}{100}$$

4) Определяется отклонение экспериментально полученной величины теплоемкости от ее табличного значения составит в % :

$$\delta_c = \frac{C_{pm}^{экс}\Big|_{t_1}^{t_2} - C_{pm}^{таб}\Big|_{t_1}^{t_2}}{C_{pm}^{таб}\Big|_{t_1}^{t_2}} \cdot 100\%;$$

5) Определяем по уравнению Майера среднюю массовую изохорную удельную теплоемкость в рассматриваемом диапазоне температур:

$$C_{vm}^{экс}\Big|_{t_1}^{t_2} = C_{pm}^{экс}\Big|_{t_1}^{t_2} - R$$

6) Определяем показатель адиабаты для исследованного интервала температур:

$$K = \frac{C_{pm}^{экс}\Big|_{t_1}^{t_2}}{C_{vm}^{экс}\Big|_{t_1}^{t_2}};$$

7) Определяем среднюю мольную теплоемкость воздуха в изобарном и изохорном процессах:

$$C_{p\mu}\Big|_{t_1}^{t_2} = C_{pm}\Big|_{t_1}^{t_2} \cdot \mu_в$$

$$C_{v\mu}\Big|_{t_1}^{t_2} = C_{vm}\Big|_{t_1}^{t_2} \cdot \mu_в$$

8) Определяем величину внутренней энергии U, кДж/кг*К, энтальпии i, кДж/кг и энтропии S, кДж/кг*град для воздуха при температуре t_2:

$$U = C_{vm}^{экс} \cdot t_2;$$

$$i = C_{pm}^{экс} \cdot t_2;$$

$$S = C_{pm}^{экс} \cdot \ln\frac{T_2}{T_н} - R \cdot \ln\frac{P_б}{P_н}$$

Содержание отчета

Отчет должен содержать:
- цель работы;
- основные расчетные зависимости;
- описание схемы опытной установки и порядок проведения эксперимента;
- результаты теплотехнических измерений (в виде таблицы);
- обработку результатов опытов;
- сравнение результатов опыта со справочными данными и оценку погрешности опыта;
- выводы по работе.

Контрольные вопросы для допуска к работе и защиты отчета

1. Какова физическая сущность теплоемкости?
2. Приведите понятия массовой, объемной, мольной, истинной и средней теплоемкости?
3. Охарактеризуйте теплоемкости Ср и С*v*, их физическую сущность, соотношение Майера.
4. Какова методика определения теплоемкости воздуха?
5. Назовите основные определения теплоемкости воздуха.
6. Каков физический смысл внутренней энергии и энтальпии газа? Приведите формулы для их вычисления.
7. Приведите аналитическое выражение первого закона термодинамики для неподвижного газа.

Лабораторная работа № 4

Исследование процессов во влажном воздухе

Цель работы

Экспериментальное изучение процессов увлажнения и нагрева влажного воздуха, приобретение практических навыков работы с H-d – диаграммой и построение на ней реальных процессов, протекающих на лабораторной установке.

Краткие сведения из теории

Влажным воздухом называется смесь сухого воздуха с водяным паром. Кроме водяного пара, влажный воздух может содержать мельчайшие (в виде тумана) капельки воды или кристаллы льда (в виде снега или микроскопических частиц льда). Смесь сухого воздуха и насыщенного водяного пара называют насыщенным влажным воздухом.

Температура, до которой необходимо охлаждать ненасыщенный влажный воздух, чтобы содержащийся в нем перегретый пар превратился в насыщенный, называется температурой точки росы. Дальнейшее охлаждение образовавшегося насыщенного влажного воздуха приводит к конденсации водяного пара.

К влажному воздуху с достаточной для технических расчетов точностью могут быть применены законы идеальных газов. Это обусловлено тем, что водяной пар, содержащийся во влажном воздухе, составляет обычно небольшую его часть и находится в перегретом состоянии при парциальном давлении, значительно меньшем, чем давление влажного воздуха.

При рассмотрении процессов, протекающих во влажном воздухе, необходимо учитывать, что количество сухого воздуха I в смеси не изменяется, а количество водяного пара может уменьшаться или увеличиваться за счет конденсации пара или испарения воды.

Основными параметрами, характеризующими влажный воздух, являются абсолютная влажность воздуха $\rho_п$, кг/м^3. влагосодержание d, г/кг сухого воздуха и относительная влажность воздуха, φ%.

При расчете большинства теплоэнергетических агрегатов и процессов, протекающих в них, давление влажного воздуха принимают равным барометрическому. Абсолютной влажностью воздуха называют массу водяного пара, содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха:

$\rho_п$=Д/V ,

где Д – масса водяного пара, кг; V – объем влажного воздуха, м^3.

Описание экспериментальной установки

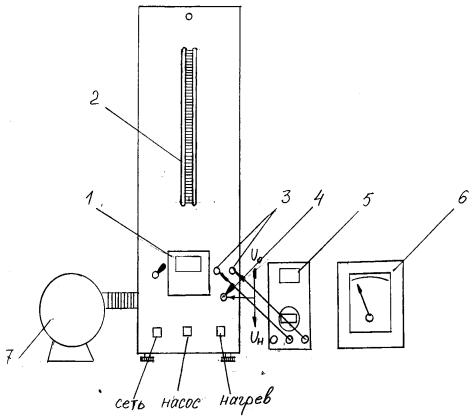
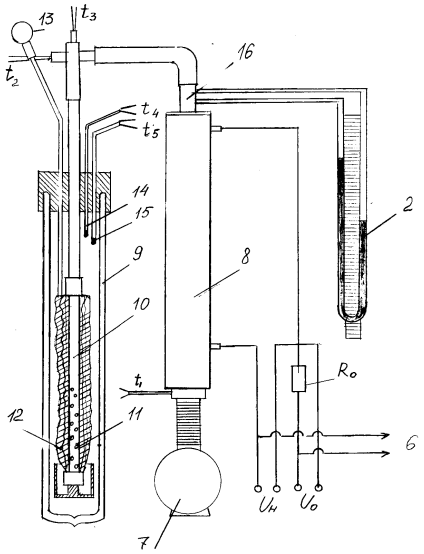


Рис. 1

Схема экспериментальной установки приведена на Рис. 1. На передней панели находится восьмиканальный измеритель температуры (1) типа УКТ38 , подключённый к пяти хромель-копелевым термопарам t_1, t_2, t_3, t_4, t_5 (Рис. 2), U-манометр (2) для измерения перепада давления воздуха на дроссельной шайбе (16) (используется для расчёта массового расхода воздуха в сушильной камере) , тум-

блёр электропитания "Сеть", тумблёр включения насоса "Насос", тумблёр включения нагревателя "Нагрев", разъёмы (3) для подключения вольтметра (мультиметра) 5, переключатель (4) для измерения напряжения на нагревателе Uн калорифера и падения напряжения Uо на образцовом сопротивлении последовательно включённым в цепь нагревателя. На задней панели установки расположены розетки для подключения регулятора напряжения (6) на нагревателе калорифера и насоса (7).

На Рис.2 приведена схема рабочего участка. Комнатный воздух при температуре t_1 подаётся насосом (7) в калорифер (8), где он нагревается до температуры t_2 (сухая термопара) и затем поступает в сушильную камеру (9) по трубке (10) . Влажность поступающего в воздуха в сушильную камеру определяется по показаниям сухой t_2 и влажной t_3 термопарам. Из отверстий (11) трубки (10) горячий воздух протекает через смоченную водой хлопчато-бумажную ткань (12). Вода для смачивания ткани подаётся порциями 20-30 мл капельницей (13) каждые10-15 мин в течение опыта. На выходе из сушильной камеры находятся две ХК-термопары (14) и (15) : t_4- сухая и t_5 - мокрая.



Порядок выполнения работы

Смочить хлопчатобумажную ткань (12) водой в количестве 50 млл через воронку (13).

1. Включить тумблёр "Насос" и установить регулятором требуемый расход воздуха по перепаду давления на U-манометре.

2. Включить тумблёр "Нагрев" и установить такое напряжение на нагревателе калорифера (примерно 150 В), при котором температура горячего воздуха на входе в сушильную камеру была равна t_2= 60-65 ^{O}C.

3. Смочить ткань в сушильной камере с помощью капельницы (13).

4. Смочить термопару t_3 на входе в сушильную камеру и термопару t_5 (15) на выходе из сушильной камеры.

5. Через 3-4 минуты записать значения t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, зарегистрированные прибором УКТ.

6. Измерить мультиметром (5) величины Uо и Uн, переключая тумблёр (4) в соответствующие положения.

7. Измерить перепад давления на дроссельной шайбе по U-манометру.

Таблица 4.1 - Результаты измерений

№ замера	Время	Показания термометров, °С					Расход, $м^3/с$	Динам. напор, мм.сп.ст.	J, А	U, В
		T_1	T_2	T_3	T_4	T_5				

Таблица 4.2 - Параметры влажного воздуха на установке

№ п/п	Состояние воздуха	Параметры влажного воздуха				Показания приборов			
		φ,%	d, г/кг	h, кДж/кг	$P_п$, кПа	t, °С мок.	t, °С сух.	V, $м^3/с$	$P_{изб}$, Па
	1. Входящий воздух.								
	2. Воздух после нагрева.								
	3. Выходящий увлажненный воздух.								

1) Определяем массовый расход сухого воздуха $m_{с.возд.}$, кг/с, проходящего через установку:

$$m_{с.возд.} = \frac{P_{с.возд.} V_{вл.возд.}}{R_{с.возд.} T_1}$$

где $V_{вл.возд}$ - объемный расход влажного воздуха через установку за время опыта, $м^3/с$; T_1 - температура воздуха в лаборатории, К; $P_{с.возд}$ - парциальное давление сухого воздуха на входе в установку, Па, которое находится из уравнений:

$$P_{с.возд.} = P - P_п$$

$$P = P_б + P_{изб}$$

где $P_п$ - парциальное давление пара, Па; $P_б$ - барометрическое давление, Па.

2) Определяем общее количество влаги, $m_{воды}$, кг/с, испарено из ткани:

$$m_{воды} = 0{,}001(d_3 - d_1) \cdot m_{с.возд.}$$

3) Для испарения этого количества влаги (с учетом тепловых потерь сушильной камеры) к воздуху в калорифере подводится тепло Q кВт в количестве:

$$Q = m_{с.возд.} \cdot (H_2 - H_1)$$

4) Определяем тепловые потери калорифера:

$$Q^{к}_{пот} = Q_{изм} - Q = 0{,}001W - m_{с.возд.} \cdot (H_2 - H_1)$$

5) Определяем действительное количество тепла g_1 , кДж/кг, затраченное на 1 кг испаренной влаги в данной сушильной установке:

$$g_1 = \frac{Q_{изм}}{m_{воды}} = \frac{W}{(d_3 - d_1)m_{с.воды}}$$

Содержание отчета

Отчет должен содержать:

- цель работы;
- краткое описание и схему установки;
- таблицу экспериментальных данных;
- расчеты по определению перечисленных выше показателей;
- график процесса сушки в масштабе;
- выводы по работе.

Контрольные вопросы для допуска к работе и защиты отчета

1. Объясните физическую сущность влажного воздуха, влагосодержания, абсолютной и относительной влажности.
2. Объясните понятия «температура точки росы» и «мокрый термометр».
3. Изобразите процессы нагрева, охлаждения и сушки на диаграмме (схематично).
4. Опишите методику определения параметров влажного воздуха.
5. Перечислите основные составляющие погрешности опыта.

Лабораторная работа № 5

Определение основных параметров влажного воздуха

Цель работы

Экспериментальное нахождение психрометрической разности, состояния и возможных реальных параметров влажного воздуха по H-d диаграмме, аналитическим зависимостям и таблицам.

Краткие сведения из теории

$$P = P_в + P_п \qquad (1)$$

где P – давление смеси (влажного воздуха); $P_в$ – парциальное давление сухого воздуха; $P_п$ – парциальное давление водяного пара.

$$x = 1{,}61 * d \qquad (2)$$

где x – мольное влагосодержание; d–массовое влагосодержание.

$$d_S = 0{,}622\frac{P_S}{B - P_S} \qquad (3)$$

где d_s – максимально возможное паросодержание; P_s–давление насыщения; B – барометрическое (атмосферное) давление.

$$\psi = \frac{d_П}{d_S}$$

$$\psi = \frac{P_П}{P_S} \cdot \frac{B - P_S}{B - P_П} \qquad (4)$$

где ψ – степень насыщения влажного воздуха; $d_п$ – паросодержание.

$$\rho = \frac{28{,}96 \cdot P - 10{,}94 \cdot P_П}{8314 \cdot T} \quad (5)$$

где ρ – плотность влажного воздуха; Т – абсолютная температура влажного воздуха (К).

$$\varphi = \frac{P_П}{P_S} \quad (6)$$

где φ – относительная влажность воздуха.

$$\varphi = \frac{\rho_П}{\rho_S} \quad (7)$$

где $\rho_п$ – абсолютная влажность воздуха; ρ_s–плотность водяного пара в состоянии насыщения.

Порядок выполнения работы

Преподавателем включается аэродинамическая установка и с помощью блока регулирования мощности электронагревателя устанавливается заданная температура воздушного потока. После установления стационарного режима (5-10 минут) записываются показания "мокрого" и "сухого" термометров по психометру, расположенному на лабораторном стенде, а также величина барометрического давления в лаборатории.

Для уточнения указанные измерения производят 2-3 минуты и полученные цифры заносят в таблицу 5.1.

Таблица 5.1

№	tм, °С мокрого термометра	tс, °С сухого термометра	Рбар атмосферное давление	
			мм.рт.ст.	Па
1				
2				
3				
Среднее значение				

Обработка результатов

1. На основании данных по температуре $t_м$ и t_c по H-dдиаграмме определяется состояние влажного воздуха. Далее на диаграмме определяется возможные параметры влажного воздуха. Энтальпия H получается пересечением температуры мокрого термометра с φ = 100%.

Относительная влажность φ и влагосодержание dполучается пересечением энтальпии с температурой сухого термометра.

Температура точки росы получается пересечением dc φ = 100%.

Парциальное давление водяного пара $P_п$ получается пересечением dc линией парциальных давлений.

Давление насыщения P_sполучается пересечением температуры сухого термометра с φ = 100%.

2. По зависимости (1) определим парциальное давление сухого воздуха.

3. Зная массовое влагосодержание, определим мольное по зависимости (2).

4. По таблицам насыщенного водяного пара по температуре t_c определить давление насыщения P_s, а также плотность водяного пара в состоянии насыщения ρ_s.

5. Максимально возможное паросодержание d_sпри заданной температуре влажного воздуха определим по уравнению (3).

6. Используя соотношение (4), определим степень насыщения ψ.

7. По уравнению (5) определим плотность влажного воздуха.

8. По формуле (6) определим расчётные значения относительной влажности φ´ и сравним полученные величины с относительной влажностью, определённой по диаграмме влажного воздуха.

9. Определяем влагосодержание di относительную влажность φ по психрометрической диаграмме. Сравниваем с полученными выше и найдём расхождение в процентах.

10. Определяем расхождение давления насыщения P_s в %.

11. Полученные данные занесём в таблицу 5.2.

Таблица 5.2 - Параметры влажного воздуха

Наименование	Рбар		tм, °С	tс, °С	tр, °С	Н, кДж/кг	φ %	d, кг/кг с.в.	Рп		Ps	
	мм. рт.ст.	кПа							мм.рт.ст	кПа	мм.рт.ст	кПа
Эксперимент и диаграмма влажного воздуха												

Наименование	Рв		*x* кг/кг с.в.	Ps		*ps* кг/м3	ds кг/кг с.в.	ψ	*pn* г/м3	φ’ %	φ” %
	мм.рт.ст	кПа		мм.рт.ст	кПа						
Расчет и таблицы											

<u>Содержание отчета</u>

Отчет должен содержать:

- цель работы;
- краткое описание установки и основных расчетных зависимостей;
- таблицу полученных экспериментальных данных;
- H-d-диаграмму влажного воздуха (схематично) с указанием вариантов определения возможных параметров влажного воздуха;
- обработку результатов работы;
- выводы по работе.

<u>Контрольные вопросы для допуска к работе и защиты отчета</u>

1. Объяснить цель работы.
2. Какова физическая сущность понятий «массовое» и «мольное» влагосодержание, абсолютная влажность?
3. Дайте определение температур точки росы, мокрого термометра, теории психометра.
4. Что такое насыщенный влажный воздух?
5. Какова методика определения параметров влажного воздуха по H-d-диаграмме и расчетным путем?

Лабораторная работа № 6

Определение основных параметров циклов паротурбинных установок

Цель работы

Закрепить полученные на лекциях знания по разделам «Водяной пар» и «Теплосиловые установки». Научиться строить процессы, протекающие в заданной теплосиловой установке в *h-s* тепловой диаграмме. Определить количество подведенного (отведенного) тепла и коэффициенты полезного действия. С помощью ЭВМ по программе «Профессор-Termo» проверить правильность полученных результатов.

Краткие сведения из теории

Во всех областях промышленного производства наибольшее распространение получил водяной пар, являющийся рабочим телом в паровых турбинах, паровых машинах, атомных установках.

Процесс превращения вещества из жидкого состояния в газообразное называется парообразованием.

Испарением называется парообразование, которое происходит всегда при любой температуре со свободной поверхности жидкости или твердого тела. При испарении отдельные молекулы, имеющие большие скорости, преодолевают притяжение соседних молекул и вылетают в открытое пространство. Интенсивность испарения возрастает с увеличением температуры жидкости.

Процесс кипения заключается в том, что если к жидкости подводить теплоту, то при некоторой температуре, зависящей от физических свойств рабочего тела и давления, наступает процесс парообразования как на свободной поверхности жидкости, так и внутри нее.

Переход вещества из газообразного состояния в жидкое называется конденсацией. Процесс конденсации так же, как и процесс парообразования, происходит при постоянной температуре, если при этом давление не меняется. Жидкость, полученную при конденсации пара, называют конденсатом.

Если пар принимает максимальную плотность при данной температуре, он называется насыщенным, то есть это пар, соприкасающийся с жидкостью и находящийся в термическом с ней равновесии. С изменением температуры жидкости равновесие нарушается, вызывая соответствующее изменение плотности и давления насыщенного пара.

Насыщенный пар, в котором отсутствуют взвешенные высокодисперсные (мельчайшие) частицы жидкой фазы, называется сухим насыщенным паром. Состояние сухого насыщенного пара определяется только одним параметром – давлением (удельным объемом) или температурой.

Насыщенный пар, в котором содержатся взвешенные высоко-дисперсные частицы жидкой фазы, равномерно распределенные по всей массе пара, называется влажным насыщенным паром. Отношение массы сухого насыщенного пара к суммарной массе влажного насыщенного пара (смеси пар-жидкость) обозначается «X» и называется массовой долей сухого насыщенного пара (степенью сухости пара) или паросодержанием:

$$X = \frac{\text{масса сухого насыщенного пара во влажном}}{\text{масса влажного пара}}.$$

Массовая доля кипящей жидкости во влажном паре, равная (1-*X*), называется степенью влажности пара. Для кипящей жидкости она определяется при температуре насыщения $X=0$, а для сухого насыщенного пара $X=1$, следовательно, степень сухости может меняться только в пределах от 0 до 1. Очевидно, что состояние влажного пара находится в пределах $0<X<1$.

Если сухому насыщенному пару сообщить некоторое количество теплоты при постоянном давлении, то температура его будет возрастать. Пар, получаемый в этом процессе, назы-

вается перегретым. Перегретый пар имеет при данном давлении более высокую температуру и удельный объем, чем сухой насыщенный пар. Температура перегретого пара так же, как и газа, является функцией объема и давления. Перегретый пар над поверхностью жидкости получить нельзя.

Современная стационарная теплоэнергетика базируется в основном на паровых теплосиловых установках. Продукты сгорания топлива в этих установках являются лишь промежуточным теплоносителем, а рабочим телом служит чаще всего водяной пар.

Цикл Карно и Ренкина для насыщенного пара. Регенерация теплоты

Цикл Карно для насыщенного пара представлен на рис. 8.1.

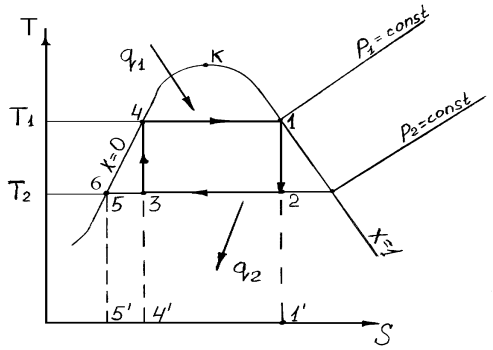


Рис. 8.1. Цикл Карно для насыщенного пара

Теплота от горячего источника подводится при постоянной температуре T_1 по линии 4-1, в результате чего вода с параметрами точки 4 превращается в сухой насыщенный пар с параметрами точки 1. Пар адиабатно расширяется в турбине до температуры T_2, совершая техническую работу $l_{техн}$, превращаясь во влажный пар с параметрами точки 2. Этот пар поступает в конденсатор, где отдает тепло холодному источнику (циркулирующей по трубкам охлаждающей воде), в результате чего его степень сухости уменьшается от X_2 до X_3. Изотермы в области влажного пара являются одновременно и изобарами, поэтому процессы 4-1 и 2-3 протекают при постоянных давлениях P_1 и P_2. Влажный пар с параметрами точки 3 сжимается в компрессоре по линии 3-4, превращаясь в воду с температурой кипения. На практике этот цикл не осуществляется, и главная причина этого заключается в том, что действительная работа, затрачиваемая на привод компрессора (вследствие потерь, связанных с необратимостью протекающих в нем процессов), сравнима с полезной работой турбины.

Значительно удобнее и экономичнее в реальном цикле конденсировать пар до конца по линии 2-3-5, а затем сжимать от P_2 до P_1 по линии 5-6. Поскольку вода практически несжимаема, точки 5 и 6 почти совпадают, и затрачиваемая на привод насоса мощность оказывается ничтожной по сравнению с мощностью турбины (несколько процентов), так что практически вся мощность турбины используется в качестве полезной. Такой цикл был предложен в 50-х годах позапрошлого века шотландским инженером и физиком У.Дж. Ренкиным. Схема теплосиловой установки, в которой осуществляется этот цикл, представлена на рис. 8.2.

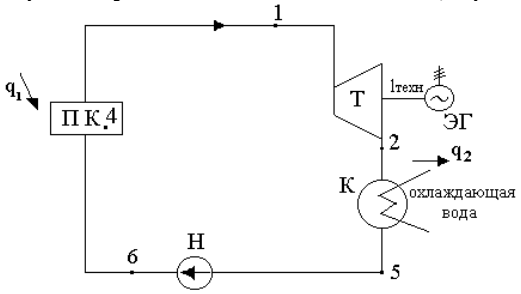


Рис. 8.2. Схема паросиловой установки:
ПК – паровой котел; Т – турбина; ЭГ – электрогенератор;
К – конденсатор; Н – насос

Теплота в этом цикле подводится по линии 6-4-1 в паровом котле. Затем пар адиабатно расширяется в турбине линия 1-2. Количество подведенной теплоты обозначим через q_1, а отведенной - через q_2.

Все без исключения тепловые электрические станции работают на перегретом паре, это связано с тем, что металлы, которыми располагает современное машиностроение, позволяют перегревать пар до 550-600 ^{0}С. Перегрев пара до этих температур на станциях, работающих на органическом топливе, дает возможность уменьшить потери энергии при передаче теплоты от продуктов сгорания к рабочему телу и тем самым существенно увеличить эффективность цикла. Кроме того, перегрев пара уменьшает потери на трение при его течении в проточной части турбины. Иногда пар на станциях перегревают дважды и даже трижды.

Цикл Ренкина на перегретом паре

Этот цикл отличается от цикла Ренкина на насыщенном паре только наличием дополнительного перегрева по линии 6-1 (см. рис. 8.3, а и б).

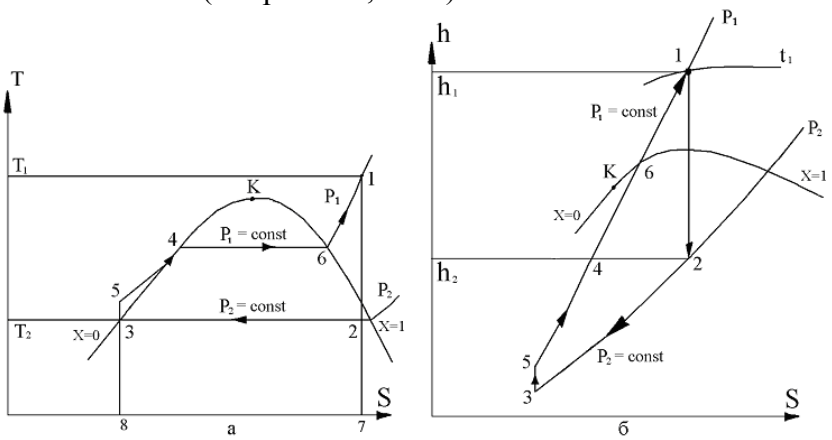


Рис. 8.3. Цикл Ренкина на перегретом паре:
а – в T-S диаграмме; б - в h-S диаграмме

Пар с параметрами P_1, t_1 поступает в турбину, где в процессе расширения по линии 1-2 он становится влажным паром и далее конденсируется в конденсаторе.

Термический коэффициент полезного действия (КПД) цикла определяется по формуле

$$\eta_t = \frac{(q_1 - q_2)}{q_1}. \qquad (8.1)$$

Теплота q_1 подводится при $P_1 = const$ в процессах 5-4 (подогрев воды до температуры кипения), 4-6 (парообразование), и 6-1 (перегрев пара). Теплота q_1, подведенная к 1 кг рабочего тела в изобарном процессе, равна разности энтальпий в конечной и начальной точках процесса:

$$q_1 = h_1 - h_5, \text{ кДж/кг}, \qquad (8.2)$$

Отвод теплоты в конденсаторе осуществляется также по изобаре, следовательно,

$$q_2 = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг}, \qquad (8.3)$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_5) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_3}. \qquad (8.4)$$

Если не учитывать ничтожность повышения температуры при адиабатном сжатии воды в насосе, то $h_3 = h_5$ и

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_5} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2^{/}}, \qquad (8.5)$$

где $h_2^{/} = h_3$ – энтальпия кипящей воды при давлении P_2.

Из последней формулы видно, что КПД идеального цикла Ренкина определяется значениями энтальпий пара до турбины h_1 и после нее h_2 и энтальпии воды $h_2^{/}$, находящейся при

температуре кипения t_2. В свою очередь, эти значения определяются тремя параметрами цикла: давлением P_1, температурой t_1 пара перед турбиной и давлением P_2 за турбиной, то есть в конденсаторе.

Зная P_1 и t_1, легко определить положение точки 1 в *h-S* диаграмме и найти энтальпию h_1 (см рис. 8.3, б). Пересечение адиабаты, проведенной из точки 1, с изобарой P_2 определяет положение точки 2, то есть, энтальпию h_2. Энтальпия воды, закипающей при давлении P_2, зависит только от этого давления.

Более подробно рассмотрим основные формулы для определения КПД теплосиловых установок.

1. Термический КПД цикла Карно:

$$\eta_t = \frac{l_ц^{обр}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}, \tag{8.6}$$

где q_1 – количество теплоты, подведенной к рабочему телу от теплоисточника; q_2 – количество теплоты, отведенной рабочим телом к холодному источнику; $l_ц^{обр}$ – работа обратимого цикла; T_1 – температура теплоисточника; T_2 – температура холодного источника.

2. Термический КПД цикла Ренкина:

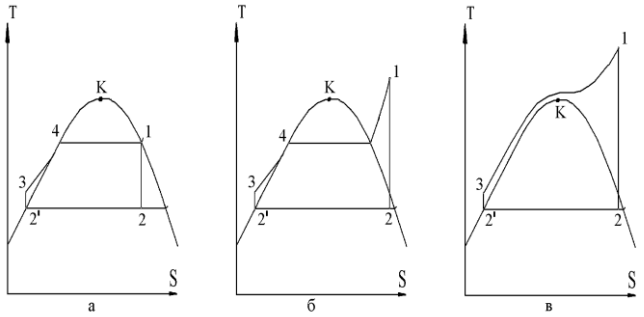


Рис. 8.4. Обратимые циклы Ренкина: а – с насыщенным паром; б – перегретым паром; в – паром со сверхкритическим давлением

$$\eta_t = \frac{l_ц^{обр}}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h_2^{/})}{h_1 - h_3}, \tag{8.7}$$

где $l_ц^{обр}$ – работа обратимого цикла; h_1 – энтальпия пара перед турбиной; h_2 – энтальпия пара на входе в конденсатор; h_3 – энтальпия воды после насоса (энтальпия питательной воды).

3. Внутренний КПД цикла Ренкина:

$$\eta_t = \frac{l_ц^{д}}{q_1^{д}} = \frac{(h_1 - h_{2д}) - (h_{3д} - h_{2д}^{/})}{h_1 - h_{3д}} = \frac{(h_1 - h_2)\cdot\eta_{0i}^{т} - (h_{3д} - h_2^{/})/\eta_{0i}^{нас}}{h_1 - h_{3д}}; \tag{8.8}$$

$$\eta_{0i}^{нас} = \frac{l_{нас}^{теор}}{l_{нас}^{д}} = \frac{h_3 - h_2^{/}}{h_{3д} - h_2^{/}}; \tag{8.9}$$

$$\eta_{0i}^{т} = \frac{l_т^{д}}{l_т^{теор}} = \frac{h_1 - h_{2д}}{h_1 - h_2}, \tag{8.10}$$

где $l_ц^{д}$ – работа действительного (реального, необратимого) цикла; $h_{2д}$ – действительная энтальпия пара на входе в конденсатор; $h_{3д}$ – действительная энтальпия питательной воды; $\eta_{0i}^{т}$ – внутренний относительный КПД турбины; $\eta_{0i}^{нас}$ – внутренний относительный КПД насоса.

4. Внутренний относительный КПД цикла Ренкина:

$$\eta_{0i}^{ц} = \frac{l_ц^{д}}{l_ц^{теор}} = \frac{(h_1 - h_2)\cdot\eta_{0i}^{т} - (h_{3д} - h_2^{/})/\eta_{0i}^{нас}}{(h_1 - h_2) - (h_3 - h_2^{/})}. \tag{8.11}$$

5. Термический КПД цикла Ренкина с промежуточным перегревом пара:

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_б) + (h_а - h_2) - (h_3 - h_2^{/})}{(h_1 - h_3) + (h_а - h_б)}, \tag{8.12}$$

где h_a – энтальпия пара на выходе из промежуточного перегревателя (вход в цилиндр турбины низкого давления (ЦНД)); $h_б$ – энтальпия пара на входе в промежуточный перегреватель (выход из части турбины высокого давления (ЦВД)).

6. Внутренний КПД цикла Ренкина с промежуточным перегревом пара

$$\eta_i^{ц} = \frac{(h_1 - h_{бд}) + (h_а - h_{2д}) - (h_{3д} - h_2^{/})}{(h_1 - h_{3д}) + (h_а - h_{бд})} = \\ = \frac{(h_1 - h_б)\cdot\eta_{0i}^{цвд} + (h_а - h_2)\cdot\eta_{0i}^{цнд} - (h_3 - h_2^{/})/\eta_{0i}^{нас}}{(h_1 - h_{3д}) + (h_а - h_{бд})}, \tag{8.13}$$

где $h_{бд}$ – действительная энтальпия пара на входе в промежуточный перегреватель (на выходе из цилиндра турбины высокого давления (ЦВД)); $\eta_{0i}^{цвд}$ – внутренний относительный КПД ЦВД; $\eta_{0i}^{цнд}$ – внутренний относительный КПД ЦНД.

7. Внутренний относительный КПД цикла Ренкина с промежуточным перегревом

$$\eta_{0i}^{ц} = \frac{(h_1 - h_б)\cdot\eta_{0i}^{цвд} + (h_а - h_2)\cdot\eta_{0i}^{цнд} - (h_3 - h_2^{/})/\eta_{0i}^{нас}}{(h_1 - h_б) + (h_а - h_2) - (h_3 - h_2^{/})}. \tag{8.14}$$

8. Термический КПД цикла Ренкина с регенеративными подогревателями питательной воды

$$\eta_i = \frac{(h_1 - h_2) - \sum_{j=1^0}^{n^0}\alpha_j\cdot(h_j - h_2) - \sum\Delta h^{нас}}{h_1 - h_{п.в.}}, \tag{8.15}$$

где h_j – энтальпия пара j-го отбора; $\sum\Delta h^{нас}$ – работа питательных насосов, количество которых зависит от типа регенеративных подогревателей и схемы их включения; $h_{п.в}$ – энтальпия питательной воды на входе в паровой котел; α_j – доля отбираемого пара для j-го подогревателя; n^0 – число регенеративных подогревателей:

$$\alpha_j = \frac{D_j}{D}, \tag{8.16}$$

где D_j – расход пара j-го отбора; D – общий расход пара через турбину; α_j – определяется из теплового баланса регенеративного подогревателя.

9. Абсолютный электрический КПД турбогенераторной установки

$$\eta_э = \eta_i\cdot\eta_м\cdot\eta_г, \tag{8.17}$$

где $\eta_м$ – механический КПД турбины; $\eta_г$ – КПД генератора; η_i – внутрений КПД цикла без учета работы насосов.

10. КПД электростанции

$$\eta_{ст} = \frac{N_э}{B\cdot Q_н^р} = \eta_i\eta_м\eta_г\eta_{тр}\eta_{п.к}, \tag{8.18}$$

где $\eta_{ст}$ – КПД станции брутто (не учитывает расходы электроэнергии на собственные нужды электростанции); $N_э$ – электрическая мощность установки; B – расход топлива; $Q_{рн}$ – низшая теплота сгорания топлива; $\eta_{тр}$ – КПД транспорта теплоты (между паровым котлом и турбиной); $\eta_{п.к}$ – КПД парового котла.

$$\eta_{ст}^{н} = \eta_{ст}\cdot\left(1 - \frac{N_{с.н}}{N_э}\right) = \eta_{ст}\eta_{с.н}, \tag{8.19}$$

где $\eta^{н}_{ст}$ – КПД электростанции нетто (учитывает затраты на собственные нужды); $\eta_{с.н}$ – КПД собственных нужд электростанции; $N_{с.н}$ – расходы электроэнергии на собственные нужды электростанции.

11. Удельный расход пара на турбину:

$$d = \frac{3600}{l_т^д\eta_м\eta_г} = \frac{3600}{(h_1 - h_2)\cdot\eta_{0i}^{т}\cdot\eta_м\cdot\eta_г}\ \text{кг пара/(кВт}\cdot\text{ч)}, \tag{8.20}$$

где $l_{дт}$ – действительная работа турбины кДж/кг; (h_1 - h_2) – обозначает перепад энтальпий во всех цилиндрах турбины с учетом отборов пара кДж/кг.

12. Удельный расход топлива

$$B = \frac{3600}{Q_н^р \cdot \eta_{ст}} \text{ кг топлива/(кВт} \cdot \text{ч)}, \qquad (8.21)$$

где $Q_{рн}$ – низшая теплота сгорания топлива (кДж/кг).

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с разделом «Краткие сведения из теории». Научиться строить предлагаемые циклы: цикл Ренкина с перегревом пара; цикл Ренкина с промежуточным перегревом пара и цикл Ренкина с двумя промперегревами пара в *h-S* тепловой диаграмме. Данные для выполнения лабораторной работы взять из таблиц 8.1, 8.2 и 8.3.

2. По исходным данным построить процессы заданных циклов в *h-S* диаграмме, полученные результаты в характерных точках процессов свести в соответствующие таблицы 8.4, 8.5, 8.6.

3. Рассчитать термические КПД всех трех циклов, полученные данные внести в таблицу 8.7.

Таблица 8.1

Регулируемые параметры цикла с перегревом

№ подгруппы	P_1, МПа	t, ^{0}C	P_2, МПа	η_t, %	$\eta_н$, %	D, кг/с
1	0,7	430	0,002		60	10
2	7	450	0,006		67	12
3	10	490	0,008		68	14
4	12	500	0,009		71	15
5	15	510	0,1		72	16
6	18	520	0,012		77	17
7	20,5	530	0,014		79	18
8	22	540	0,015		80	19
9	24,5	560	0,016		82	20
10	26,5	585	0,018		85	22
11	8,5	470	0,007		74	8
12	5,0	440	0,004		63	11

Примечание. P_1 – давление греющего пара на выходе из котла, МПа; t – температура греющего пара на выходе из пароперегревателя, ^{0}C; P_2 – давление конденсата после конденсатора, МПа; η_t ($\eta_н$) – термический коэффициент полезного действия цикла и коэффициент полезного действия насоса, %; D – расход пара, кг/с.

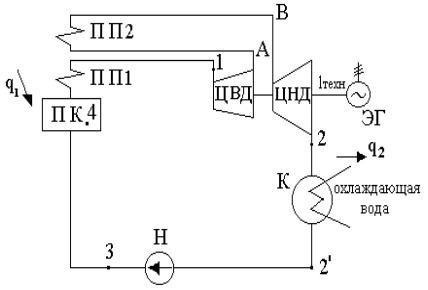


Рис. 8.5. Цикл Ренкина с промежуточным перегревом пара

Таблица 8.2

Регулируемые параметры цикла с промежуточным перегревом пара

№ подгруппы	P_1, МПа	t_1, ^{0}С	P_2, МПа	η_t, %	$\eta_н$, %	P_A, МПа	D, кг/с
1	0,9	440	0,003		66	0,3	8
2	6	470	0,004		68	2	10
3	11	495	0,006		70	6	12
4	13	505	0,008		72	7	14
5	15	510	0,01		74	8	14,5
6	18,5	512	0,011		76	9	15
7	21	520	0,017		78	10	15,5
8	23	521	0,015		82	14	16
9	23,5	530	0,016		84	14,5	16,5
10	25	535	0,018		87	15	17
11	4,5	455	0,005		67	1,5	11
12	8	480	0,007		80	3	9

Примечание**.** РА – давление пара после турбины высокого давления, МПа.

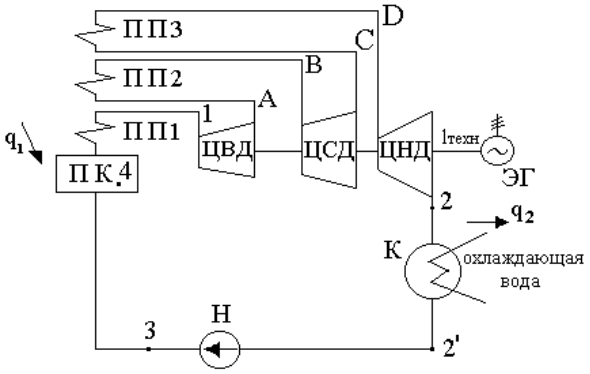


Рис. 8.6. Цикл Ренкина с двумя промежуточными перегревами пара

Таблица 8.3

Регулируемые параметры цикла с двумя промежуточными перегревами пара

№ подгруппы	P_1, МПа	t_1, ^{0}C	P_2, МПа	η_t, %	$\eta_н$, %	P_A, МПа	P_C, МПа	D, кг/с
1	1	435	0,005		67	0,7	0,5	27
2	4	465	0,0065		69	2	0,9	27,5
3	5	470	0,0075		71	3,7	1,2	28
4	6	485	0,01		71,5	4,5	3	28,9
5	10	498	0,012		72	9	6	30,2
6	13	502	0,014		7305	10	7	30,8
7	16	518	0,016		74	12	8	34
8	18	525	0,017		75,5	13,4	9	36
9	20,5	530	0,018		76	14,8	12	40
10	22	535	0,02		77	16	15	50
11	3	450	0,004		68	2,0	0,7	26
12	8	477	0,011		70	7,5	2,0	32

Примечание. РС – давление пара после турбины части среднего давления, МПа.

Таблица 8.4

Цикл Ренкина с перегревом (состояние параметров цикла)						
№ точек	P, МПа	t, ^{0}C	h, кДж/кг	S, кДж/кг·^{0}C	υ, м^3/кг	Состояние

Таблица 8.5

Цикл Ренкина с промежуточным перегревом пара (состояние параметров цикла)						
№ точек	P, МПа	t, ^{0}C	h, кДж/кг	S, кДж/кг·^{0}C	υ, м^3/кг	Состояние

Таблица 8.6

Цикл Ренкина с двумя промежуточными перегревами пара (состояние параметров цикла)						
№ точек	P, МПа	t, ^{0}C	h, кДж/кг	S, кДж/кг·^{0}C	υ, м^3/кг	Состояние

Таблица 8.7

Термический коэффициент полезного действия

η_t^p, %	$\eta_t^{пром.\,пер.}$, %	$\eta_t^{с\,2\,пром.\,пер.}$, %

Расчет параметров циклов на ПВМ по программе «Профессор-Termo»

Использование быстродействующей вычислительной техники диктуется не только модой времени, но и удобством проверки своих расчетов с помощью ЭВМ.

После входа в программу поочередно входим в разделы: «Цикл Ренкина с перегревом», «Цикл Ренкина с промежуточным перегревом пара», «Цикл Ренкина с двумя промежуточными перегревами пара» и в таблицы «Регулируемые параметры» и заносим исходные данные для своей подгруппы (см. таблицы 8.1, 8.2, 8.3 соответственно).

Построенные самостоятельно процессы (см. п.2.) сравнить с соответствующими процессами, полученными по программе.

Дополнительно указанные выше процессы в различных циклах построить в *T-S* диаграмме.

Работа с программой

Получение расчетной информации.

При нажатии клавиши «F_3» получаем график с разноцветными точками, из которого определяем: h_i – индикаторный коэффициент полезного действия; $N_д/D$ – отношение действительной мощности к расходу пара; $t_{1\,ср.}$ – средняя температура цикла, ^{0}C; x_2 – степень сухости. Выполняем анализ данных графика с таблицей полученных результатов в пункте 3.

При нажатии клавиши «*F4*» получаем процесс работы установки в *T-S* и *h-S* тепловых диаграммах.

В качестве примера приведен «цикл Ренкина с перегревом»:

Клавиша «F_3». ВНИМАНИЕ! Цвет точек в таблице дает вам числовые данные параметров цикла (η_i ; $N_д/D$; $t_{1\,ср.}$; $x_2 \cdot \vartheta$).

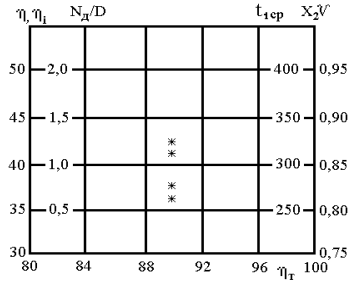


Рис. 8.7. Числовые данные параметров цикла

Клавиша «F_4».

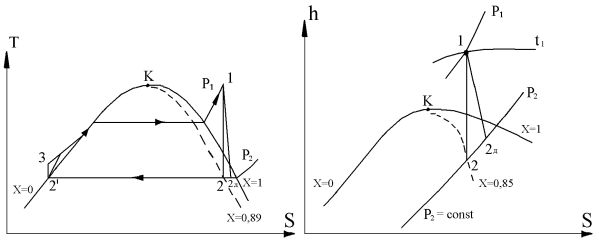


Рис. 8.8. Процесс работы установки

Содержание отчета

Отчет должен содержать:

- цель работы.
- краткие сведения из теории.

- схема и процесс работы установки в *h-S* и *T-S* диаграммах.
- таблицы расчетных данных.
- расчеты по определению перечисленных показателей рассматриваемых циклов.
- выводы по работе.

Контрольные вопросы для допуска к работе и защиты отчета

1. Приведите понятие степени сухости?
2. Что такое термический КПД цикла?
3. Чем отличается процесс цикла Карно от процесса цикла Ренкина?
4. Для чего нужен промперегрев пара?
5. В чем состоит отличие теплосиловых схем: цикла Ренкина с перегревом от цикла Ренкина с промежуточными перегревами пара?
6. Что такое перегретый пар, влажный пар, сухой насыщенный пар?
7. Назовите достоинства и недостатки паросиловых установок?
8. Что необходимо сделать для увеличения КПД цикла?

Лабораторная работа № 7

Исследование процессов сжатия воздуха в поршневом компрессоре

Цель работы

Практическое изучение процессов сжатия газа и определение основных показателей поршневого компрессора.

Краткие сведения из теории

Компрессором называется машина для сжатия газов. Задачей термодинамического анализа компрессора является определение работы, затрачиваемой на сжатие рабочего тела при заданных начальных и конечных параметрах.

На рис. 1 изображена принципиальная схема одноступенчатого компрессора и индикаторная диаграмма, которая' показывает зависимость давления рабочего тела в цилиндре от хода поршня в течение одного оборота вала или, что-то же, от переменного объема рабочего тела в цилиндре. При движении поршня из крайнего левого положения в правое в цилиндр машины через всасывающий клапан *а* поступает газ, который при последующем движении поршня справа налево (при закрытых клапанах *а* и *б*) сжимается от давления P_1 до P_2. При достижении газом давления P_2 откроется выпускной клапан *б* и тогда при дальнейшем движении поршня справа налево будет происходить процесс выталкивания газа из цилиндра компрессора в нагнетательный трубопровод. Когда поршень придет в крайнее левое положение, откроется впускной клапан и процесс начинается снова.

Индикаторная диаграмма записывается специальным прибором - динамометрическим индикатором, присоединенным к компрессору, и изображает процессы в цилиндре, количество газа в котором переменно. Этим она принципиально отличается от P, V - диаграммы, которая строится для постоянного количества вещества. Масса газа остается постоянной только в процессе сжатия газа (процесс 1-2 на индикаторной диаграмме). При всасывании газа в цилиндр компрессора (процесс 4-1) объем возрастает от нуля до V_1, а в процессе выталкивания (процесс 2-3) - уменьшается от V_2 до нуля. Работа L_k, которая теоретически затрачивается в компрессоре за один цикл, равна сумме работ всасывания газа в цилиндр $L_{4.1}$ (площадь O-4-l-V_1),сжатия его в цилиндре $L_{1.2}$ (V_2 - 2 - l - V_1) и выталкивания газа из цилиндра $L_{2.3}$ (площадь 0-3-2-V_2), т.е.

$$L_K = L_{4.1} + L_{1.2} + L_{2.3} = -L_{TEX} \quad (1)$$

где L_{mex} - техническая работа компрессора, величина отрицательная, т.к. на сжатие газа нужно затратить работу от внешнего источника.

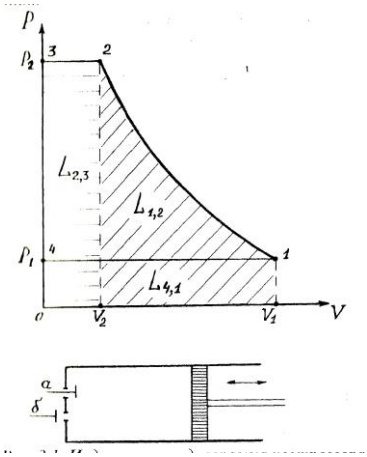


Рис.7.1. Индикаторная диаграмма компрессора

На индикаторной диаграмме величина работы изображается площадью 1-2-3-4, т.е. работа всасывания вычитается из общей площади 0-3-2-1-V_1.

Если в компрессоре сжимается идеальный газ, то работа сжатия газа в политропном процессе:

$$L_{1.2} = \frac{1}{n-1}\left(P_2V_2 - P_1V_1\right) \quad (2)$$

Следовательно, техническая работа компрессора определится:

$$L_{\max} = P_1V_1 + \frac{1}{n-1}\left(P_2V_2 - P_1V_1\right) + P_2V_2 = \frac{n}{n-1}\left(P_2V_2 - P_1V_1\right) = n \cdot L_{1.2} \quad (3)$$

Таким образом, полная работа на получение сжатого воздуха в воздухосборнике равна работе политропного сжатия газа в цилиндре компрессора, умноженной на показатель политропы *n*.

Приведенное уравнение (3) не применимо для вычисления работы изотермического сжатия, так как при этом сжатии *n*=1.

При изотермическом сжатии работа собственно сжатия определяется уравнением:

$$L_{из1.2} = T \cdot R \cdot \ln\frac{P_2}{P_1} \cdot \Delta m. \quad (4)$$

Теоретически сжатие в поршневом компрессоре должно осуществляться адиабатно, по уравнению:

$$L_{АД} = \frac{k}{k-1}P_1V_1\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right], \quad (5)$$

где k - показатель адиабаты сжатого воздуха, равный 1.4.

При адиабатном сжатии на процессы получения сжатого воздуха затрачивается максимум энергии, изотермическое сжатие требует минимальной работы. Действительные затраты энергии на работу компрессорной установки определяются мощностью, потребляемой приводом компрессора, и идут не только на сжатие и проталкивание воздуха в воздухосборник, но и на всевозможные виды трения и другие потери.

Для оценки работы компрессорных установок принято определять три коэффициента использования потребляемой приводом энергии:

1) адиабатный КПД;

2) изотермический КПД;

3) действительный коэффициент использования энергии.

Эти коэффициенты соответственно определяются соотношениями:

$$\eta_{ад} = \frac{L_{ад}}{L_д}, \qquad (6)$$

$$\eta_{из} = \frac{L_{из}}{L_д}, \qquad (7)$$

$$\eta_{пол} = \frac{L_{пол}}{L_д}, \qquad (8)$$

где $L_{ад}$ - адиабатная работа сжатия (уравнение (5)); L_m - изотермическая работа сжатия (уравнение (4)); $L_{пол}$ - политропная работа сжатия, которая определяется по уравнению (3) при действительном значении показателя политропы "n"; $L_Д$ - действительная работа, потребляемая приводом компрессора.

Описание экспериментальной установки

Схема установки приведена на рисунке 2. Установка предназначена для выполнения нескольких лабораторных работ. Для выполнения настоящей работы используются: поршневой компрессор(1) с приводным электродвигателем ЭД, который запускается кнопкой пуска КП и останавливается кнопкой остановки КО. Учет потребляемой электроэнергии регистрируется счетчиком ЭС(6). Воздух, сжимаемый компрессором, через вентиль 7 подается в воздухосборник 2,на котором указан его объем.

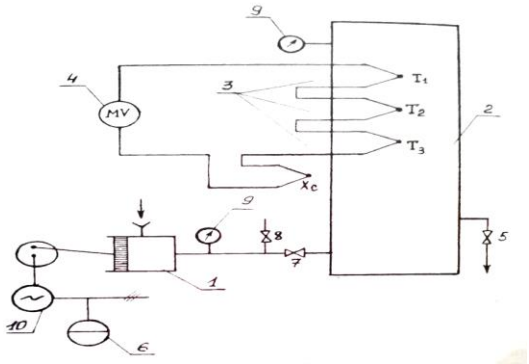
Для определения средней температуры воздуха в воздухосборнике имеются три термопары T_1, T_2, T_3, холодные спаи X_c которых выведены наружу и находятся при температуре помещения. Термопары соединены последовательно и подключены к милливольтметру (мВ)(4). Значение средней температуры в воздухосборнике:

$$t_{ср} = \frac{\Sigma t}{3} + t_0,$$

где - сумма температур ,определенных по показаниям милливольтметра;

t_0-температура воздуха в помещении.

Кран 5 служит для выпуска воздуха из воздухосборника, остальные устройства на установке к выполнению настоящей работы не относятся.



1-поршневой компрессор; 2-воздухосборник; 3-термопары; 4-милливольтметр; 5,7,8-вентили; 6- электрический счетчик; 9-манометр

Рис.7.2. Принципиальная схема установки.

Таблица 7.1 – Результаты измерений по 1 методу.

№ эксперимента	Начальное условие		Время эксперимента, τ, мин	Давление в конце сжатия, P_2, кгс/см^2	Число оборотов счетчика, $\eta_{ср}$	Температура в воздухосборнике, Σt, °С
	t_0, °С	P, Па				

<u>Обработка результатов эксперимента</u>

1. Определим температуру в воздухосборнике по формуле (1).

$$T_{сж} = (t_0 + 273{,}15) \cdot E^{\frac{n-1}{n}} \qquad (1)$$

E найдём по формуле (2). n – показатель политропы. n=1,25.

$$E = \sqrt[m]{\frac{P_2}{P}} \qquad (2)$$

m – число ступеней сжатия.

Давление P_2 из кгс/см^2 переводим в Па.

$P_{абс} = P + P_2$

2. Найдём массу воздуха в воздухосборнике перед началом и в конце эксперимента из уравнения состояния по формуле (3).

$$m_1 = \frac{P_0 V_{вс}}{R_в T_0}$$
$$m_2 = \frac{P_2 V_{вс}}{R_в T_{ср}} \qquad (3)$$

где $V_{вс}$ – объём воздухосборника, м^3; P_0 и P_2 – соответственно атмосферное и абсолютное давление в воздухосборнике после нагнетания, Па; $R_в$ – газовая постоянная воздуха, Дж/кг*град; T_0 и $T_{ср}$ – соответственно температура в лаборатории и средняя температура в воздухосборнике, К.

Воздухосборник представляет собой цилиндр. Длина l равна 0,4 м, диаметр d – 0,2 м. Найдём объём воздухосборника по формуле объём цилиндра (4).

$$V_{вс} = \frac{\pi d^2 l}{4} \qquad (4)$$

3. Определим массовую производительность компрессора за время эксперимента по формуле (4) и удельную производительность по формуле (5).

$$\Delta m = m_2 - m_1 \qquad (5)$$

$$\Delta m_{уд} = \frac{\Delta m}{\tau} \qquad (6)$$

4. Определим удельные объёмы воздуха в воздухосборнике перед началом эксперимента и при полном нагнетании по формуле (7).

$$v_1 = \frac{V_{вс}}{m_1}$$
$$v_2 = \frac{V_{вс}}{m_2} \qquad (7)$$

5. Определим показатель истинной политропы сжатия воздуха в воздухосборнике по формуле (8).

$$n = \frac{\lg\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\lg\left(\frac{v_1}{v_2}\right)} \qquad (8)$$

6. Определим политропную работу компрессора по формуле (9).

$$L_{пол} = \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \Delta m \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \qquad (9)$$

Полученное значение работы $L_{пол}$ пересчитывается в киловатт-часы по формуле (10).

$$W_{пол} = \frac{L_{пол}}{427 \cdot 860} \qquad (10)$$

7. Определим объёмную производительность установки по всасываемому в компрессор воздуху по формуле (11).

$$V = \frac{\Delta m \cdot v_1}{\tau} \qquad (11)$$

8. Определим затраты энергии на установку по числу оборотов счётчика $n_{сч}$ за время опыта по формуле (12).

$$W_д = 0{,}00768 * n_{сч} \qquad (12)$$

В пересчёте на 1 кг сжатого воздуха удельное потребление энергии составит (формула (13)).

$$W_{уд}(д) = \frac{W_д}{m_2} \qquad (13)$$

9. Определим коэффициент использования энергией установкой по формуле (14).

$$\eta_{исп} = \frac{W_{пол}}{W_{уд(д)}} \qquad (14)$$

$$\eta_{исп} = \frac{0{,}0111}{2{,}36} = 0{,}0047$$

10. Определи адиабатную работу сжатия $L_{ад}$ по уравнению (15) и далее пересчитываем в кВт*ч на кг сжатого воздуха по формуле (16).

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \Delta m \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \qquad (15)$$

$$W_{ад} = \frac{L_{ад}}{427 \cdot 860} \qquad (16)$$

11. Определим адиабатный КПД установки по формуле (17).

$$\eta_{ад} = \frac{W_{ад}}{W_{уд(д)}} \qquad (17)$$

12. По уравнению (18) определим изотермическую работу сжатия. При этом температура должна быть принята равной температуре в помещении лаборатории t_0. Затем $L_{из}$ пересчитывается в кВт*ч/кг по зависимости, аналогичной (10) или (16).

$$L_{из1.2} = T \cdot R \cdot \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \cdot \Delta m \qquad (18)$$

$$W_{из} = \frac{L_{из}}{427 \cdot 860} \qquad (19)$$

13. Определим изотермический КПД установки по формуле (20).

$$\eta_{из} = \frac{W_{из}}{W_{уд(д)}} \qquad (20)$$

14. Определим общие потери энергии в установке по формуле (21).

$$\Delta W = W_{уд(д)} - W_{пол} \qquad (21)$$

15. С помощью уравнения политропного процесса сжатия (22) строим процесс сжатия в масштабе.

Содержание отчета

Отчет должен содержать:
- цель работы;
- краткое описание и схема установки;
- таблица экспериментальных данных;
- расчеты по определению перечисленных выше показателей (пункт 5);
- график процесса сжатия в масштабе;
- выводы по работе.

Контрольные вопросы для допуска к работе и защиты отчета

1. Какова цель выполняемой работы?
2. Назовите метод определения весовой производительности компрессора.
3. Какие измерения должны быть выполнены во время эксперимента?
4. Опишите устройство лабораторного стенда.
5. Что такое адиабатная работа сжатия?
6. Что такое изотермическая работа сжатия?
7. Что такое политропное сжатие?
8. Как определяется коэффициент использования энергии компрессорной установки?
9. Какие вы знаете КПД компрессорной установки?
10. Назовите порядок проведения эксперимента, его цель.
11. Какой процесс сжатия является наиболее выгодным?
12. Что такое удельный объем воздуха?
13. Как определяется удельная производительность компрессора по всасываемому воздуху?

Лабораторная работа № 8

Тепловой баланс фреоновой холодильной машины

Цель работы

Практическое ознакомление с работой холодильной установки, а также экспериментальное определение холодильного коэффициента и составление теплового баланса холодильной установки.

Краткие сведения из теории

Многие процессы современной промышленности могут быть осуществлены только при искусственном охлаждении, т.е. при температурах, значительно более низких, чем те, кото-

рые достигаются естественным охлаждением водой или воздухом. В химической технологии такими процессами являются, например, сжижение паров и газов, разделение сложных газовых смесей, некоторые процессы абсорбции.

Для получения искусственного холода тепло от чела с более низкой температурой необходимо передать среде с более высокой температурой (т.е. требуется осуществить процесс, приводящий к уменьшению энтропии). Такое повышение потенциала тепла, согласно II закону термодинамики, не может происходить самопроизвольно. Для его реализации надо выполнить еще некоторый вспомогательный процесс, идущий с возрастанием энтропии. Очевидно, что минимальная работа, которую при этом надо произвести, должна компенсировать уменьшение энтропии, вызванное процессом охлаждения.

В паровых компрессионных холодильных установках, которые широко применяются для получения умеренно низких температур (до - 100 °С), перенос тепла обеспечивается применением рабочего вещества (холодильного агента). При совершении кругового процесса (обратно! о цикла Карпо) тепло, отводимое от охлаждаемого тела, переходит к испаряющемуся рабочему веществу при низкой температуре, а зачем передается охлаждающей среде (воде, воздуху) от конденсирующегося пари рабочего вещества при более высокой температуре (и более высоком давлении). Для осуществления такого процесса перейми тепла необходимо затратить работу на сжатие пара рабочей! вещества от давления испарения Рк до давления конденсации Р|<. Эта работа превращается в тепло и также передается охлаждающей среде.

Теоретический цикл Карно (рис.7.1) состоит из 2-х изоэнтропных процессов (1-2 - сжатие пара и 3-4 - расширение сконденсировавшегося рабочего вещества) и 2-х изотермических процессов (2-3 - конденсация пара и 4-1 - испарение рабочего вещества). Нч Т-8 диаграмме тепло, отнимаемое от охлаждаемого тела рабочим веществом, т.е. холодопроизводительность Q_0 определяется площадью а-1-4-б.' передаваемое рабочим веществом охлаждающей среде р. определяется площадью а-2-3-б: а затрачиваемая работа Q_1 - площадью 1-2-3-4. Таким образом, энергетический баланс цикла Карно будет иметь вид:

$Q_0+Q_L=Q$

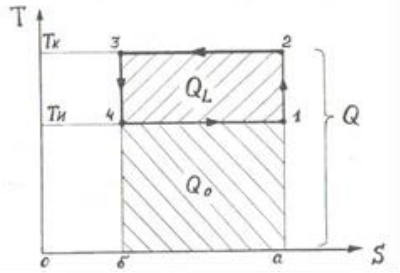


Рис.8.1 Теоретический холодильный цикл (обратный цикл Карно) в координатах T-S

Если Q_L - работа, совершаемая в реальном процессе, то этот баланс справедлив для любой холодильной установки.

Обратный круговой цикл, представленный на диаграмме (рис.7.1) осуществим при условии, что энтропия системы остается постоянной. Следовательно, уменьшение энтропии охлаждаемого тела на величину $Q_0/T_и$, происходящее при испарении рабочею вещества, должно быть равно увеличению энтропии охлаждающей среды на $(Q + Q_L)/T_к$. происходящему при конденсации сжатого пара рабочего вещества. Из этого условия следует, что работа, затрачиваемая при осуществлении теоретического холодильного цикла Карно.

$$Q_L = Q_0 \cdot \frac{T_K - T_И}{T_И},$$

где $T_к$ – температура конденсации; $T_и$ – температура испарения.

Иначе говоря, теоретическая работа Q_L, необходимая для обеспечения заданной холодопроизводительности Q_0 не зависит от природы рабочего вещества и определяется только значениями температур конденсапии и испарения.

Уравнение выше позволяет также сделать вывод, что:

а) работа Q_L будет тем меньше, чем ниже температура конденсации, а это значит, что в конденсатор следует подавать самую холодную воду (или воздух);

б) работа Q_L будет тем меньше, чем выше температура испарения, а это значит, что не следует вести охлаждение до температур более низких, чем те, которые минимально необходимы.

Энергетическую экономичность холодильных установок, действующих по обратному циклу Карно. характеризует холодильный коэффициент ξ т.е. величина отношения холодопроизводительности к затраченной работе:

$$\xi = \frac{Q_0}{Q_L}$$

В схеме паровой компрессионной установки (рис. 2) испаритель 1 служит для испарения холодильного агента при низкой температуре и соответствующем давлении. При этом от охлаждаемого тела отнимается тепло.

Компрессор 2 осуществляет сжатие пара холодильного агента, отсасываемого из испарителя. Сжатие пара сопровождается некоторым его перегревом.

Конденсатор 3 предназначен для превращения сжатого компрессором пара холодильного агента в жидкое состояние.

Тепло Q, выделяемое при этом, переходит к охлаждающей среде.

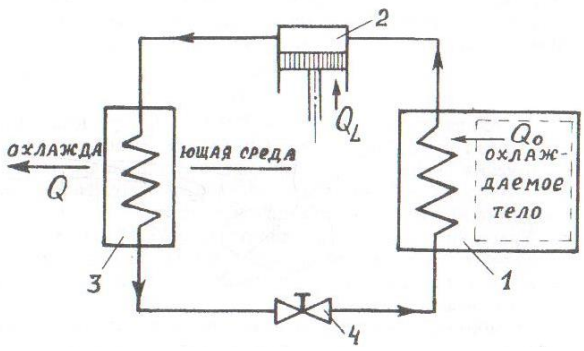


Рис.8.2.-Принципиальная технологическая схема паровой компрессионной холодильной установки:
1 - испаритель;2 - компрессор;3 - конденсатор;4- дроссель (регулирующий вентиль.

Дроссельный вентиль 4 служит для регулирования подачи жидкого холодильного агента в испаритель. При протекании жидкости через узкое сечение вентиля происходит торможение ее или дросселирование. В результате этого процесса давление жидкого холодильного агента падает от давления конденсации $P_к$ до давления испарителя $P_и$ с соответствующим понижением температуры до $T_и$.

Циркуляция холодильного агента в установке осуществляется компрессором 2, который является наиболее ответственной частью холодильной машины.

В качестве рабочих веществ (холодильных агентов) компрессионных холодильных установок в настоящее время наиболее часто используют аммиак и различные фреоны. Фреонами называют фтор - хлорзамещенные предельных углеводородов.

Фреоны - химически инертные, не взрывоопасные и не горючие соединения. Это малотоксичные жидкости, обладающие очень слабым запахом. Фреоны легко проходят через малейшие неплотности соединений установки и способны проникать черев поры обычных чугунных отливок.

Аммиак (NH_3) имеет ряд достоинств и недостатков. Основные преимущества аммиака: малый удельный объем при температуре испарения, большая теплота парообразования, легкость обнаружения утечек благодаря острому запаху, незначительная растворимость в масле. Аммиак не оказывает коррозирующего действия на сталь, но в присутствии воды разъедает цинк, медь, бронзу.

К недостаткам аммиака относятся его ядовитость (при концентрации его в воздухе от 0,5 до 1% по объему смерть наступает через 1 час), взрывоопасность, а также горючесть при определенных концентрациях в воздухе.

Основные термодинамические свойства хладоагентов характеризуются параметрами: нормальная температура кипения Тз, критические параметры - давление $P_{кр}$, температура $T_{кр}$ температура тройной точки $T_{тт}$.

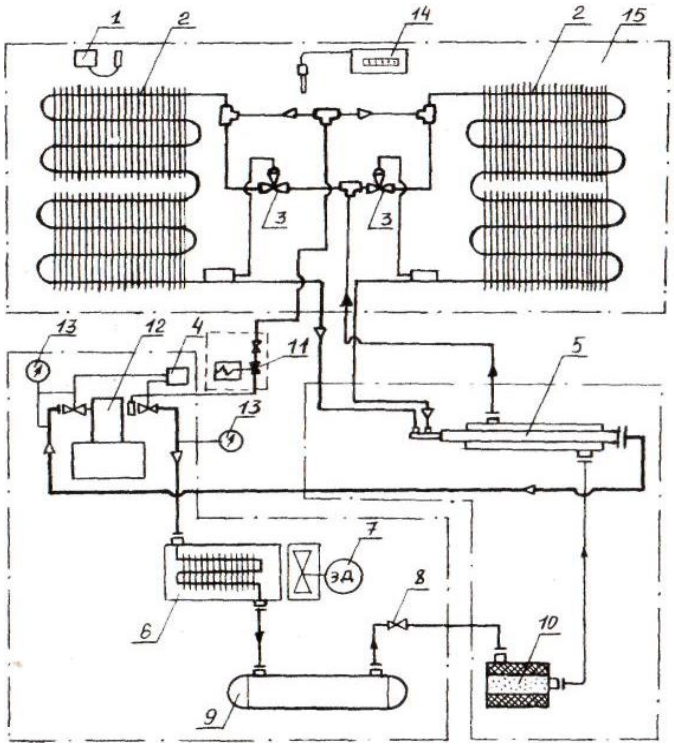


Рис. 8.3. принципиальная схема холодильной машины МВВ4-1-2;
1 - датчик (реле температуры); 2 - испаритель; 3 - вентиль терморегулирующий: 4 - реле давления;5 - теплообменник; 6- конденсатор; 7 - электродвигатель; 8 - вентиль запорный; 9- ресивер; 10 - осушитель-фильтр; 11 вентиль мембранный с электро-магнитным приводом; 12 - компрессор; 13 манометр; 14 - датчик температуры с регистрирующим прибором; 15 - холодильная камера.

Порядок выполнения работы

Таблица 8.1-Экспериментальные данные

№ пп	$P_и$, кгс/см:	$P_к$, кгс/см^2	$t_и$, °С	$t_{ос}$, °С
Среднее значение				

Таблица 8.2 – Результаты измерений

№ точек	P, кгс/см^2	t, ^{0}C	h, кДж/кг	S, кДж/кг*гр	υ, м^3/кг	Состояние
1 2 2$^{\prime}$ 3 3$^{\prime}$ 4						

Обработка результатов эксперимента

1) Рассчитываем удельную холодопроизводительность установки:

$q_o = h_1 - h_4$

где $h_1; h_4$ – энтальпия

2) Рассчитываем удельное количество тепла, отнятое от рабочего агента в переохладитель:

$q_{по} = h_1 - h_{3'}$

3) Рассчитываем действительную энтальпию сжатия в компрессоре:

$h_д = h_1 + \dfrac{h_2 - h_1}{\zeta_1 \cdot \zeta_{эм}}$, где $\zeta_i = 0,8$ – адиабатный коэффициент полезного действия;

$\zeta_{эм}$ -электромеханический коэффициент полезного действия.

4) Рассчитываем удельное количество тепла, отдаваемое фреоном в конденсаторе:

$q_k = h_д - h_3$

5) Рассчитываем действительную работу сжатия в компрессоре:

$E_{КМд} = h_д - h_1$

6) Составляем тепловой баланс холодильной машины:

$q_o + E_{КМд} = q_k + q_{по}$

$E_т = T_4/T_k - T_4$

Содержание отчета

Отчет, кроме титульного листа, должен содержать:

- цель работы.
- схему и краткие описание лабораторного стенда и основных расчетных зависимостей;
- таблицу полученных опытных данных;
-таблицу параметров рабочего циклах характерных точках, полученных после построения данного процесса в T-S (или lg P-h) диаграмме, схематично сам рабочий цикл холодильной машины;
- необходимы расчеты по эксперименту и вывод по проделанной работе.

Контрольные вопросы для допуска к работе и защиты отчета

1. Почему для получения холода необходимо затрачивать работу?
2. В чем сущность теоретического холодильного цикла Карно?
3. Из каких основных элементов состоят компрессионные холодильные установки и каково назначение каждого из этих элементов?
4. Что представляет собой по физическому смыслу холодильный коэффициент ξ?
5. Зачем проводят переохлаждение сконденсировавшегося пара рабочего вещества?
6. Для чего жидкий холодильный агент перед подачей в испаритель подвергают дросселированию?
7. Как, пользуясь T-S и lg P-h-диаграммами, определить холодопроизводительность Q_0 и работу, затрачиваемую при совершении кругового процесса Q_l?

Практическое занятие № 1

Система единиц измерения, переводные соотношения. Параметры состояния. Уравнение состояния идеального газа. Теплоемкость, энтальпия и внутренняя энергия газов в идеальном состоянии.

Задача 1. Газ, находящийся в баллоне под давлением p_1 = 2,0 кПа, охладили от температуры T_1 = 300 К до T_2 = 270 К. Какое будет давление p_2 после охлаждения? (ответ: p_2 = 1,8 кПа)

Задача 2. При сжатии газа его объем уменьшился с 8 до 5 л, а давление повысилось на 60 кПа. Найдите первоначальное давление p. (ответ: p= 10^5 Па)

Задача 3. Баллон, наполненный газом под давлением p = 2,84 МПа, находится на складе при температуре t = 7 °С. После того, как половина газа была израсходована, баллон внесли в помещение. Какова температура Tв помещении, если давление газа в баллоне через некоторое время стало равным p_1 = 1,52 МПа? (ответ: T = 300К)

Задача 4. Найдите плотность кислорода ρпри температуре t = 27 °С и давлении p = 160 кПа. (ответ: ρ = 2,1 кг/м^3)

Задача 5. Два баллона наполнили газом (емкость их соответственно $2\cdot10^{-2}$ м^3 и $3\cdot10^{-2}$ м^3) и соединили. Каково будет общее давление p в системе, если давление в первом сосуде было p_1= 10^5 Па, а во втором p_2 = $4\cdot10^5$ Па? Считать, что температура в баллонах одинаковая до и после соединения. (ответ: p= $0{,}64\cdot10^6$Па)

Задача 6. При увеличении давления в 1,5 раза объем газа уменьшился на 30 мл. Найдите первоначальный объем V_1. (ответ: V_1 = 90 мл)

Задача 7. Какова была первоначальная температура воздуха T_1, если при нагревании его на 3 К объем увеличился на 1 % от первоначального? (ответ: T_1 = 300 К)

Задача 8. Какое количество вещества nсодержится в газе, если при давлении p = 200 кПа и температуре T = 240 К его объем равен V = 40 л? (ответ: 4 моль)

Задача 9. Воздух объемом V = 1,45 м^3, находящийся при температуре t = 20 °С и давлении p = 100 кПа, перевели в жидкое состояние. Какой объем V_2 займет жидкий воздух, если его плотность ρ = 861 кг/м^3? (ответ: V_2=2л)

Задача 10. В сосуде объемом V = 2,0 м^3 находится кислород при температуре t = 47 °С и под давлением p = $2{,}5\cdot10^6$ Па. Определите массу кислорода m. (ответ: m= 60 кг)

Задача 11. На какой глубине h объем пузырька воздуха, поднимающегося со дна водоема, в 2 раза меньше, чем у поверхности? Атмосферное давление p_0 = 100 кПа. (ответ: h= 10 м)

Задача 12. Какова плотность ρвоздуха (M = $29\cdot10^{-3}$ кг/моль) в камере сгорания дизельного двигателя при температуре t = 503 °С, если давление воздуха p = 400 кПа? (ответ: ρ= 1,8 кг/м^3)

Задача 13. При уменьшении объема газа в два раза давление увеличилось на 120 кПа и абсолютная температура возросла на 10 % . Каким было первоначальное давление p? (ответ: $p = 10^5$ Па)

Задача 14. Определите значение температуры T по шкале Кельвина, если по шкале Цельсия она равна $t = -3$ °С. (ответ: $T = 270$ К)

Задача 15. Когда газ, объем которого оставался неизменным, нагрели на $\Delta T = 30$ К, его давление увеличилось на $\Delta p = 10\%$. Какова начальная температура газа T_1? (ответ: $T_1 = 300$ К)

Задача 16. Два сосуда, в которых содержится один и тот же газ одинаковой массы, соединены трубкой с краном. В первом сосуде давление $p_1 = 4{,}0$ кПа, а во втором — $p_2 = 6{,}0$кПа. Какое давление p установится после открытия крана, если температура газа постоянна? (ответ: $p = 4800$ Па)

Задача 17. В комнате площадью $S = 20$ м^3 и высотой $h = 20{,}5$ м температура воздуха повысилась с $T_1 = 288$ К до $T_2 = 298$ К. Давление постоянно, $p = 100$ кПа. На сколько уменьшилась масса воздуха Δm в комнате? (ответ: $\Delta m = 2$кг)

<u>Практическое занятие № 2</u>

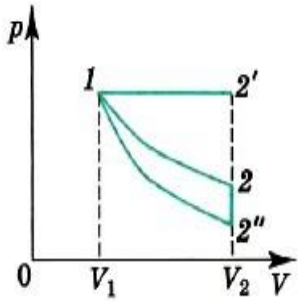
Первый закон термодинамики, определение количества теплоты, работы, изменения внутренней энергии

Задача 1. Во время расширения газа, вызванного его нагреванием, в цилиндре с площадью поперечного сечения $S = 200$ см^2 газу было передано количество теплоты $Q = 1{,}5 \cdot 10^5$ Дж, причём давление газа оставалось постоянным и равным $p = 2 \cdot 10^7$ Па. На сколько изменилась внутренняя энергия газа, если поршень передвинулся на расстояние $\Delta h = 30$ см?

Р е ш е н и е. Согласно первому закону термодинамики в форме (13.12) $Q = \Delta U + A'$, где $A' = pS\Delta h$ — работа, совершённая газом. Отсюда $\Delta U = Q - pS\Delta h = 30$ кДж.

Задача 2. Газ расширяется от объёма V_1 до объёма V_2 один раз изотермически, другой изобарно и третий адиабатно. При каком процессе газ совершает большую работу и при каком газу передаётся большее количество теплоты?

Р е ш е н и е. На диаграмме p—V (рис. 2.1) изобразим все три процесса. Работа численно равна площади криволинейной трапеции. Из рисунка очевидно, что работа при изобарном процессе будет максимальной, при адиабатном минимальной, т. е. $A'_{1-2'} > A'_{1—2} > A_{1—2''}$.



Температура газа в состоянии 2' больше, чем в состоянии 2, а температура в состоянии 2 больше, чем в состоянии 2" ($T_{2'} > T_2 > T_{2''}$). В этом легко убедиться, начертив изотермы, проходящие через точки 2' и 2". При процессе 1—2' изменение внутренней энергии $AU > 0$, при процессе 1—2 $\Delta U = 0$. Очевидно, что поскольку $Q = \Delta U + A'$ (первый закон термодинамики), то $Q_{1-2'} > Q_{2-2} > Q_{1-2''}$ ($Q_{1-2''} = 0$).

Задача 3. Пусть азот нагревается при постоянном давлении. Зная, что масса азота $m = 280$ г, количество затраченной теплоты $Q = 600$ Дж и удельная теплоёмкость азота при постоянном объёме $c_v = 745$ Дж/(кг • К), определите, на сколько повысилась температура азота. Молярная масса азота $M = 0{,}028$ кг/моль.

Р е ш е н и е. Согласно первому закону термодинамики $Q = \Delta U + A'$.

Изменение внутренней энергии $\Delta U = c_v m\Delta T$.

Работа при изобарном процессе $A' = p\Delta V = (m/M)R\Delta T$.

Следовательно, $Q = m\Delta T(c_v + R/M)$, откуда

$$\Delta T = \frac{Q}{m(c_V + R/M)} \approx 2{,}1 \text{ К}.$$

Задача 4. Для изобарного нагревания газа, взятого в количестве 800 моль, на 500 К газу сообщили количество теплоты 9,4 • 10^6 Дж. Определите работу газа и изменение его внутренней энергии.

Задача 5. Идеальный одноатомный газ в количестве 2 моль, находящийся при температуре 0 °С, сначала изохорно перевели в состояние, в котором давление в 2 раза больше первоначального, а затем изобарно в состояние, в котором объём в 2 раза больше первоначального. Определите изменение внутренней энергии газа.

Задача 6. В цилиндре под поршнем находится воздух. На его нагревание при постоянном давлении затрачено количество теплоты, равное 5 кДж. Определите работу, совершённую при этом воздухом. Теплоёмкость воздуха при постоянном давлении $c_p = 10^3$ Дж/(кг • К), молярная масса 29 г/моль.

Задача 7. В цилиндре компрессора сжимают идеальный одноатомный газ, количество вещества которого 4 моль. Определите, насколько поднялась температура газа за один ход поршня, если при этом была совершена работа 500 Дж. Процесс считайте адиабатным.

Задача 8. вакууме закреплён горизонтальный цилиндр, в котором слева находится гелий в количестве 0,1 моль, запертый поршнем. Поршень массой 90 г удерживается упорами и может скользить влево вдоль стенок цилиндра без трения. В поршень попадает пуля массой 10 г, летящая горизонтально со скоростью 400 м/с, и застревает в нём. Как изменится температура гелия в момент остановки поршня в крайнем левом положении? Считайте, что газ не успевает обменяться теплом с поршнем и цилиндром.

<u>Практическое занятие № 3</u>

Термодинамические процессы: изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный, политропный

Задача 1. Когда толстостенный металлический баллон с газом вынесли из комнаты на улицу, давление в баллоне упало на 10%. Какова температура на улице, если в комнате 20 °С?

Р е ш е н и е: Обозначим начальные абсолютную температуру и давление газа T_1 и p_1 а конечные - T_2 и p_2 По условию процесс изохорный (газ находится в толстостенном металлическом баллоне), поэтому p/T = const. Отсюда следует, что $p_2/T_2 = p_1/T_1$ то есть $T_2 = T_1 \cdot p_2/p_1$. По условию $T_1 = 293$ К, $p_2 = 0{,}9p_1$ откуда получаем $T_2 = 264$ К (по шкале Цельсия это -9°С). Итак, температура на улице равна -9°С.

Задача 2. При изохорном нагревании одного моля одноатомного идеального газа его температура увеличилась с 300 К до 500 К. Какое количество теплоты было сообщено газу?

Р е ш е н и е: При изохорном процессе объем газа не изменяется, поэтому работа газа $A_г = 0$. Из первого закона термодинамики $Q = \Delta U + A_г$ следует, что при изохорном процессе $Q = \Delta U$, то есть при изохорном процессе все подведенное к газу количество теплоты идет только на увеличение его внутренней энергии. Поскольку внутренняя энергия газа $U = 3\nu RT/2$ изменение энергии

$$\Delta U = \frac{3}{2}\nu R \cdot \Delta T.$$

Следовательно, в данном случае

$$Q = \Delta U = 2{,}5 \text{ кДж}.$$

Задача 3. Напомним, что ***адиабатным*** называется процесс, при котором не происходит теплообмена с окружающей средой (такой процесс происходит, когда газ находится в ***теплоизолированном***сосуде или когда процесс происходит настолько быстро, что теплообмен с окружающей средой не успевает произойти). Один моль одноатомного идеального газа при адиабатном расширении совершил работу 1 кДж. На сколько изменилась температура газа?

Р е ш е н и е: При адиабатном процессе, по определению, количество теплоты $Q = 0$. Поэтому первый закон термодинамикив случае адиабатного процесса принимает вид $Q = \Delta U + A_г$ откуда следует, что $\Delta U = -A_г$, то есть при адиабатном процессе ***вся совершенная газом работа обусловлена уменьшением его внутренней энергии***. Следовательно, в данном случае внутренняя энергия газа уменьшилась, то есть его температура понизилась. Поскольку изменение внутренней энергии связано с изменением температуры соотношением

$$\Delta U = \frac{3}{2}\nu R \cdot \Delta T,$$

получаем, что в данном случае

$$\Delta T = -\frac{2}{3} \cdot \frac{A_г}{\nu R} = -80 \text{ K}.$$

Таким образом, температура газа уменьшилась на 80 К.

Охлаждением газа при адиабатном расширении объясняется образование облаков. Нагретые слои воздуха поднимаются вверх и, попадая в более разреженные слои атмосферы, расширяются. Теплообмен при этом весьма незначителен, поскольку воздух, как и любой газ, плохо проводит тепло. Поэтому поднимающийся воздух охлаждается, и находящий в нем водяной пар конденсируется, превращаясь в туман - этот туман и есть облака. Облака не падают потому, что они «лежат» на восходящих потоках воздуха. При адиабатном сжатии газ, наоборот, нагревается.

Задача 4. Температура данной массы газа изменилась от 0^oC до 100^oC. Во сколько раз изменился объем газа, если давление газа оставалось постоянным, то есть процесс был изобарным?

Р е ш е н и е: Переведем значения начальной и конечной температур из шкалы Цельсия в шкалу Кельвина. Мы получим $T_1 = 273$ К, $T_2 = 373$ К. Поскольку процесс по условию изобарный, $V/T = const$, а это означает, что $V_2/T_2 = V_1/T_1$ где V_1 и V_2 - начальный и конечный объемы газа. Отсюда $V_2/V_1 = T_2/T_1 = 1{,}37$. Итак, объем газа увеличился в 1,37 раза.

Задача 5. При изобарном расширении одноатомному идеальному газу было сообщено количество теплоты Q, равное 5 кДж. Какая работа была совершена газом?

Р е ш е н и е: Согласно первому закону термодинамики $Q = \Delta U + A_г$. При изобарном расширении газ совершает работу, потому что объем газа увеличивается. Но и внутренняя энергиягаза тоже увеличивается, так как при изобарном расширении газ нагревается, а внутренняя энергия идеального газа пропорциональна его абсолютной температуре. Таким образом, при изобарном расширении только ***часть***подведенного к газу количества теплоты переходит в работу. Наша задача — определить, какая именно часть.

Найдем соотношение между совершенной газом работой $A_г$ и изменением внутренней энергии газа ΔU при изобарном процессе. Мы уже знаем, что в данном случае $Ar = p \cdot \Delta V$, где p - давление газа, ΔV - изменение его объема. Внутренняя энергия газа

$$U = \frac{3}{2}\nu RT = \frac{3}{2}pV,$$

поэтому при изобарном процессе, когда давление остается постоянным,

$$\Delta U = \frac{3}{2}p \cdot \Delta V.$$

Сравнивая это выражение с формулой для работы, получаем, что

$$\Delta U = \frac{3}{2}A_г.$$

Таким образом, в данном случае первый закон термодинамики $Q = \Delta U + A_г$ принимает вид

$$Q = \frac{3}{2}A_г + A_г = \frac{5}{2}A_г.$$

Представляя это соотношение в виде $A_г = 2/5\ Q$ мы видим, что при изобарном расширении только 2/5 подведенной к газу энергии расходуется на совершение работы. Подставляя численные данные, получаем, что в данном случае $A_г = 2$ кДж.

Задача 6. цилиндрическом сосуде под поршнем массой m = 5 кг и площадью S=10 см^2 находится газ. Каково начальное давление газа? На поршень ставят гирю массой M= 10 кг. Какое давление газа установится в сосуде? На сколько опустился поршень, если вначале он находился на высоте h_1=20 см? Атмосферное давление P_a примите равным 10^5 Па. Трением между поршнем и стенками сосуда можно пренебречь, температуру газа можно считать постоянной.

Р е ш е н и е: Обозначим начальные давление и объем газа p_1 и V_1, а конечные – p_2 и V_2. По условию процесс изотермический, поэтому pV = const. Отсюда следует, что $p_1V_1 = p_2V_2$, то есть $V_2 = V_1p_1/p_2$. Объем газа V = Sh, поэтому можно написать $h_2 = h_1 \cdot p_1/p_2$, где h_1 и h_2 - начальная и конечная высота.

Начальное давление газа равно сумме атмосферного давления p_a и давления mg/S, создаваемого поршнем: $p_1=p_a+mg/S=1{,}5\cdot10^5$ Па. Конечное же давление

$$p_1 = p_a + \frac{mg}{S} + \frac{Mg}{S} = 2{,}5\cdot10^5 \text{ Па.}$$

Подставляя эти значения в формулу $h_2 = h_1 \cdot p_1/p_2$, получаем h_2 = 12 см. Следовательно, поршень опустится на 8 см.

<u>Практическое занятие № 4</u>

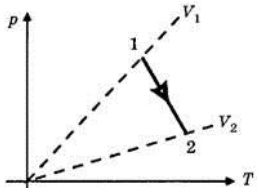
Второй закон термодинамики. Изменение энтропии в термодинамических процессах. T-S – диаграмма.

Задача 1. Как изменяется температура газа при переходе из состояния 1 в состояние 2 (см. рис.)?

Р е ш е н и е. Так как точка *2* соответствует более высокой изотерме, то температура газа увеличивается. *(Изотермы, изображённые на чертеже, появляются в ходе решения).*

Задача 2. Как изменяется объём газа при переходе из состояния *1* в состояние *2* (см. рис.)?

Р е ш е н и е. Точка *2* принадлежит изохоре, лежащей ближе к оси температур, следовательно, объём газа увеличивается.



Задача 3. Определите изменение энтропии при плавлении 63,5 г меди, если теплота плавления меди равна 12 980 Дж/моль, а температура плавления меди 1083°С.

*Задача 4.*Вычислите изменение энтропии при плавлении 100 г свинца, если температура плавления свинца 327,4°С, а теплота плавления 5 485 Дж/моль.

Задача 5. В двух сосудах одинаковой емкости находится: в первом 2,8 г азота, во втором 4 г аргона. Определите изменение энтропии при диффузии, возникающей в результате соединения сосудов с газами. Температура и давление постоянны.

Задача 6. Найдите изменение энтропии в процессе обратимого изотермического сжатия одного моль кислорода от 101,3 до 1013 кПа.

Задача 7. Как изменится энтропия одного моль гелия при нагревании его от 20 до 70°С, если объем газа при этом изменился от 24 до 28,1 л?

Задача 8. Сто грамм воды, взятой при 25°С, превращены в пар с температурой 150°С и давлением 101,3 кПа. Вычислите изменение энтропии этого перехода, если удельная теплота испарения воды при 100°С равна 2 257 Дж/г, удельная теплоемкость воды 4,187 Дж/г·К, а удельная теплоемкость водяного пара при давлении 101,3 кПа равна 1,968 Дж/г·К.

Задача 9. Рассчитайте изменение энтропии при смешении 1 моль водорода с 1 моль азота при давлении 101,3 кПа и постоянной температуре.

*Задача 10.*Найдите изменение энтропии при переходе трех моль кислорода от объема 33,6 л под давлением в 202,6 кПа к объему 67,2 л под давлением 101,3 кПа. Мольная теплоемкость кислорода C_p равна 29,37 Дж/моль·К, температура постоянна.

Задача 11. Используя справочные данные, рассчитайте изменение энтропии при протекании реакции при стандартных условиях $H_2SO_4 + 3H_2S = 4S + 4H_2O$.

Задача 12. Используя справочные данные, рассчитайте изменение энтропии при протекании реакции при стандартных условиях $2HBr + H_2SO_4 = Br_2 + SO_2 + 2H_2O$.

Задача 13. Используя справочные данные рассчитайте изменение энтропии при протекании реакции при 500°С, $C + 2H_2SO_4 = CO_2 + 2SO_2 + 2H_2O$.

Задача 14. Используя справочные данные рассчитайте изменение энтропии при протекании реакции при 300°С, $SO_2 + NO_2 + H_2O = H_2SO_4 + NO$.

<u>Практическое занятие № 5</u>
Цикл Карно, его термический КПД.

Задача 1. Идеальная холодильная машина, работающая по обратному циклу Карно, передает тепло от холодильника с водой при температуре t_2 = 0 °С кипятильнику с водой при температуре t_1 = 100 °С. Какую массу m_2 воды нужно заморозить в холодильнике, чтобы превратить в пар массу m_1 = 2 кг воды в кипятильнике? Удельная теплота парообразования воды $r_в = 2{,}26\cdot10^6$ Дж/кг, удельная теплота плавления льда $\lambda_л = 3{,}34\cdot10^5$ Дж/кг.

Р е ш е н и е: За время работы холодильная машина отберет от холодильника количество теплоты

$$Q_2 = m_2\lambda_л$$

и передаст кипятильнику количество теплоты

$$Q_1 = m_1 r_в$$

Для идеальной тепловой машины, работающей по циклу Карно, справедливо соотношение

$$\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \eta,$$

где η – коэффициент полезного действия тепловой машины на прямом цикле Карно, T_1 и T_2 – абсолютные температуры горячего и холодного тепловых резервуаров соответственно:

$$T_1 = 373 \text{ К}, T_2 = 273 \text{ К}.$$

Из этих соотношений следует:

$$m_2 = \frac{m_1 r_в}{\lambda_л}\frac{T_2}{T_1} = 9{,}88 \text{ кг}.$$

Задача 2. Температура нагревателя идеальной тепловой машины 550 К, а холодильника 320 К. Определить КПД машины. Провести компьютерный эксперимент и проверить полученный результат расчетом.

Дано:	Решение:
$T_1 = 550$ К.	$\eta_т = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$ - КПД теоретическая.
$T_2 = 320$ К.	
η = ?	$\eta_т = \frac{550 - 320}{550} = 0{,}42 = 42\%$
	$\eta_э = 0{,}42 = 42\%$ - КПД экспериментальная.

Задача 3. Как изменяется количество теплоты, полученное газом, совершенная работа и изменение внутренней энергии в цикле Карно.

Задача 4. На сколько увеличится КПД цикла Карно, если температуру холодильника понизить на 60 К. (ответ: 0,1)

Задача 5. Идеальный газ совершает цикл Карно. Температура T_1 теплоотдатчика в 2 раза больше температуры T_2 теплоприемника. Определите КПД цикла. (ответ: 0,5)

Задача 6. Используя модель, определите, чему равны температуры нагревателя и холодильника; количество теплоты нагревателя и холодильника. Найдите КПД цикла Карно двумя способами и работу, совершенную газом. Сравнить значения, полученные теоретическим расчетом и экспериментом.

Дано:	Решение:
$T_н$=600 К	$A=Q_H-Q_X$;
T_x=350 К	$\eta=\frac{A}{Q_H}=\frac{Q_H-Q_X}{Q_H}$;
Q_H=951 Дж	$\eta=\frac{951-557}{951}=0{,}41=41\%$;
Q_X=557 Дж	A=(951-557) Дж=394 Дж;
A= ?	$\eta=\frac{T_H-T_X}{T_H}$;
η=?	$\eta=\frac{600-300}{600}=0{,}41=41\%$;
	$A_э$=394 Дж;
	$\eta_э$=41%.
	Ответ: A=394 Дж; η= 41%.

Задача 7. Газ совершает цикл Карно. Определите температуру нагревателя, количество теплоты, отданное холодильнику, и КПД цикла Карно, если работа, совершенная газом, равна 394 Дж; количество теплоты, полученное от нагревателя, равно 951 Дж; температура холодильника равна 350 К. проведите компьютерный эксперимент и проверьте полученный ответ.

Дано:	Решение:
T_x=350 К	$A=Q_H-Q_X$;
Q_H=951 Дж	$\eta=\frac{A}{Q_H}=\frac{Q_H-Q_X}{Q_H}$;
A = 394 Дж	$\eta=\frac{T_H-T_X}{T_H}$;
Q_X= ?	$Q_X = Q_H - A$;
η=?	$\frac{A}{Q_H} = 1 - \frac{T_X}{T_H}; \Rightarrow T_H = \frac{T_X}{1-\frac{A}{Q_H}}$;
T_H =?	$Q_X = 951 - 394$ Дж = 557 Дж;
	$\eta=\frac{951-557}{951}=0{,}41=41\%$;
	$T_H = \frac{350}{1-\frac{394}{951}}$=597,5 К≈600 К;
	$Q_{Xэ} = 557$ Дж;
	$T_{Hэ} = 600\ K$;
	$\eta_э$=41%.
	Ответ: η= 41%; $Q_X = 557$ Дж; $T_H = 600\ K$.

<u>Практическое занятие № 6</u>

Реальные газы. Уравнение состояния реального газа. Метод термодинамического подобия.

Задача 1. В сосуде емкостью 20,0 л при температуре 310 К находится 4,00 кг углекислого газа (CO_2) . Найти давление газа на стенки сосуда.

Дано:	*Решение*
$V=20\cdot10^{-3}м^3$	
T=310 К	Найдем давление, которое оказывал бы газ, если бы подчинялся урав-

m=4 кг μ=44·10^3 кг/моль (CO_2) P – ?	нению Клапейрона–Менделеева, pV=νRT. Откуда

$$p_{ид} = \nu\frac{RT}{V} = \frac{m}{\mu}\frac{RT}{V}.$$

Подставим числовые значения и получим

$$p_{ид} = \frac{4{,}00}{44\cdot10^{-3}}\frac{8{,}31\cdot310}{20{,}0\cdot10^{-3}} = 11{,}7\cdot10^6 \text{ Па}.$$

Полученное давление настолько велико, что применение уравнения идеального газа вряд ли оправдано. Рассчитаем давление по уравнению Ван-дер-Ваальса

$$\left(p + \frac{\nu^2 a}{V^2}\right)(V - \nu b) = \nu RT,$$

где a, b – постоянные Ван-дер-Ваальса. Для углекислого газа

$$a = 0{,}361 \text{ Н}\cdot\text{м}^4/\text{моль}^2,\ b = 42{,}8\cdot10^{-6} \text{ м}^3/\text{моль}.$$

Откуда

$$p = \frac{\nu RT}{V - \nu b} - \frac{\nu^2 a}{V^2} = \frac{\frac{m}{\mu}RT}{V - \frac{m}{\mu}b} - \left(\frac{m}{\mu}\right)^2\frac{a}{V^2}.$$

Подставим числовые значения и получим

$$p = \frac{\frac{4{,}00}{44\cdot10^{-3}}8{,}31\cdot310}{20{,}0\cdot10^{-3} - \frac{4{,}00}{44\cdot10^{-3}}42{,}8\cdot10^{-6}} - \left(\frac{4{,}00}{44\cdot10^{-3}}\right)^2\frac{0{,}361}{\left(20{,}0\cdot10^{-3}\right)^2} = 7{,}08\cdot10^6 \text{ Па} = 7{,}08 \text{ МПа}.$$

Тот факт, что давление углекислого газа оказалось меньше, чем давление идеального газа, показывает, что доминирующей является поправка на силы притяжения, чем на силы отталкивания (собственный объем молекул).

Ответ: p=7,08 МПа.

Задача 2. В сосуде емкостью 20,0 л при температуре 300 К находится 182 г водорода (H_2). Найти давление газа на стенки сосуда.

Дано: Дано: V=20·10^{-3}м^3 T=300 К m=0,182 кг μ=2·10^{-3} кг/моль (H_2) P – ?	*Решение* Найдем давление, которое оказывал бы газ, если бы подчинялся уравнению Клапейрона–Менделеева, pV=νRT. Откуда

$$p_{ид} = \nu\frac{RT}{V} = \frac{m}{\mu}\frac{RT}{V}$$

Подставим числовые значения и получим

$$p_{ид} = \frac{0{,}182}{2\cdot10^{-3}}\frac{8{,}31\cdot300}{20{,}0\cdot10^{-3}} = 11{,}3\cdot10^6 \text{ Па}.$$

Полученное давление настолько велико, что применение уравнения идеального газа вряд ли оправдано. Рассчитаем давление по уравнению Ван-дер-Ваальса

$$\left(p + \frac{\nu^2 a}{V^2}\right)(V - \nu b) = \nu RT,$$

где a, b – постоянные Ван-дер-Ваальса. Для водорода

$$a = 0{,}0245\ \frac{\text{Н}\cdot\text{м}^4}{\text{моль}^2}, \qquad b = 26{,}7\cdot 10^{-6}\ \frac{\text{м}^3}{\text{моль}}.$$

Откуда

$$p = \frac{\nu RT}{V-\nu b} - \frac{\nu^2 a}{V^2} = \frac{\frac{m}{\mu}RT}{V-\frac{m}{\mu}b} - \left(\frac{m}{\mu}\right)^2 \frac{a}{V^2}.$$

Подставим числовые значения и получим

$$p = \frac{\frac{0{,}182}{2\cdot 10^{-3}}\,8{,}31\cdot 300}{20{,}0\cdot 10^{-3} - \frac{0{,}182}{2\cdot 10^{-3}}\,26{,}7\cdot 10^{-6}} - \left(\frac{0{,}182}{2\cdot 10^{-3}}\right)^2 \frac{0{,}0245}{\left(20{,}0\cdot 10^{-3}\right)^2} = 12{,}4\cdot 10^6\ \text{Па} = 12{,}4$$

, МПа.

Тот факт, что давление водорода оказалось больше, чем давление идеального газа, показывает, что доминирующей является поправка на силы отталкивания (собственный объем молекул), чем на силы притяжения.

Ответ: p=12,4 МПа.

Задача 3. Азот массой 2 г занимает объём 82 см^3 при давлении в 2,02 МПа. Найти температуру газа, рассматривая его как: 1) идеальный; 2) Ван-дер-ваальсовский.

*Задача 4.*Кислород имеет плотность 129 кг/м^3 при давлении 7,25 МПа. Найти температуру газа: 1) по уравнению Менделеева-Клапейрона; 2) по уравнению Ван-дер-Ваальса.

*Задача 5.*Найти плотность гелия в критическом состоянии, считая известными для гелия значения критических величин $T_к$ и $p_к$.

*Задача 6.*В сосуде вместимостью 10 л находится азот массой 250 г. Найти давление, обусловленное силами взаимодействия молекул и их собственный объём.

*Задача 7.*Найти эффективный диаметр молекулы азота двумя способами: 1) по данному значению средней длины свободного пробега молекул при нормальных условиях, равному 95 нм; 2) по известной величине постоянной b уравнении Ван-Дер-Ваальса.

*Задача 8.*Газ находится в критическом состоянии. Во сколько раз возрастёт давление газа, если его температуру изохорно увеличить в 3 раза? Задачу решить для двух случаев: 1) газ идеальный; 2) газ ван-дер-ваальсовский.

<u>Практическое занятие № 7</u>

Свойства воды и водяного пара. H-S и T-S - диаграммы и процессы изменения состояния водяного пара и воды. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара.

Задача 1. Давление насыщенного водяного пара pн=7,5 кПа. Определить параметры сухого насыщенного пара и воды в состоянии насыщения (кипения) по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара (t, v, h, v, s, u).

Ответ: для воды: t=40,32 ^{o}C; v=0,0010079 м^3/кг; h=168,77 кДж/кг; s=0,5763 кДж/(кг·К); u=168,76 кДж/кг; для пара: t=40,32 ^{o}C; v=19,241 м^3/кг; h=2574,5 кДж/кг; s=8,2517 кДж/(кг·К); u=2430,2 кДж/кг.

Задача 2. Определить температуру, давление и удельную внутреннюю энергию жидкой фазы воды в состоянии насыщения при h=500 кДж/кг.

Ответ: t=119 ^{o}C; p=1,9233 бар; u=499 кДж/кг.

Задача 3. Определить удельную внутреннюю энергию сухого насыщенного водяного пара при давлении 100 бар.

Ответ: u=2544,4 кДж/кг.

Задача 4. Найдите для воды молярную теплоту парообразования L_2 при температуре T_2, зная молярную теплоту парообразования L_1 при температуре T_1. Считать, что молярная теплоемкость воды C в интервале температур $T_1<T<T_2$ постоянна, а водяной пар является идеальным газом с молярной теплоемкостью при постоянном объеме $C_v = 3R$.

Р е ш е н и е:

Молярной теплоемкостью парообразования при некоторой температуре T называется количество теплоты, необходимое для превращения одного моля воды в пар в двухфазной системе вода - насыщенный пар при постоянной температуре.

Превратим ν молей воды в пар при температурах T_1 и T_2, тогда на основании 1-го начала термодинамики имеем

$$\nu L_1 = U_{1П} - U_{1В} + P_1V_1 \text{ и } \nu L_2 = U_{2П} - U_{2В} + P_2V_2, \tag{1}$$

где $U_{1П}$, $U_{1В}$, $U_{2П}$, $U_{2В}$ - внутренние энергии пара и воды при T_1 и T_2,

P_1, V_1, P_2, V_2 - давление и объем насыщенного пара при температурах T_1 и T_2.

Изменение внутренней энергии воды и пара при изменении температуры от T_1 до T_2 равны соответственно

$$U_{2В} - U_{1В} = \nu C(T_2 - T_1) \text{ и } U_{2П} - U_{1П} = C_V\nu(T_2 - T_1). \tag{2}$$

Из (1) находим:

$$\begin{aligned}\nu L_2 - \nu L_1 &= U_{2П} - U_{2В} + P_2V_2 - U_{1П} + U_{1В} - P_1V_1 = \\ &= U_{2П} - U_{1П} - (U_{2В} - U_{1В}) + P_2V_2 - P_1V_1.\end{aligned} \tag{3}$$

Подставляя в (3) соотношения (2), получаем:

$$\nu L_2 - \nu L_1 = \nu C_V(T_2 - T_1) - \nu C(T_2 - T_1) + P_2V_2 - P_1V_1. \tag{4}$$

Воспользуемся тем, что согласно условию насыщенный пар можно считать идеальным газом, поэтому из уравнения состояния идеального газа имеем:

$$P_1V_1 = \nu RT_1 \text{ и } P_2V_2 = \nu RT_2. \tag{5}$$

Подставляя (5) в (4), получаем:

$$L_2 = L_1 + (T_2 - T_1)(C_V + R - C). \tag{6}$$

Согласно условию $C_v = 3R$. Из (6) следует:

$$L_2 = L_1 + (T_2 - T_1)(4R - C).$$

Ответ: молярная теплоемкость парообразования при температуре T_2 равна

$$L_2 = L_1 + (T_2 - T_1)(4R - C).$$

Задача 5. В сосуде находится воздух, температура которого t = 10 °С и влажность B = 60 %. Как изменится влажность воздуха, если нагреть его до 100 °С и в три раза уменьшить объем?

Р е ш е н и е:

Искомое изменение влажности воздуха равно:

$$\Delta B = B_2 - B_1 = B_1\left(\frac{B_2}{B_1} - 1\right), \tag{17}$$

где B_1 и B_2 - относительная влажность воздуха в начальном и конечном состояниях.

По определению:

$$B_1 = \frac{P_1 100\%}{P_{НП1}} \text{ и } B_2 = \frac{P_2 100\%}{P_{НП2}}, \tag{18}$$

где P_1 и P_2 - давление водяного пара в начальном и конечном состояниях, $P_{НП1}$ и $P_{НП2}$ - давление насыщенного пара в этих состояниях.

Из (17) с учетом (18) имеем:

$$\Delta B = B_1\left(\frac{P_2 P_{НП1}}{P_1 P_{НП2}} - 1\right). \qquad (19)$$

Значения $P_{НП1}$ и $P_{НП2}$, входящие в (19), следует взять из таблицы при соответствующих температурах. Для нахождения P_1 и P_2 рассмотрим два состояния смеси сухого воздуха с паром при различных температурах. Как видно из условия, в процессе нагревания меняются все три параметра и воздуха, и пара. Поскольку согласно условию задачи масса газа остается постоянной, то к этим двум состояниям системы применимо уравнение объединенного газового закона. Поскольку речь в задаче идет об изменении относительной влажности, величина которой зависит только от параметров состояния пара, то и уравнение объединенного газового закона следует записать для пара.

Пусть в начальном состоянии пар, находящийся во влажном состоянии, имел давление, объем и температуру - P_1, V_1, T_1, а после нагревания - соответственно P_2, V_2 и T_2, тогда

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}. \qquad (20)$$

Имея в виду, что $V_1 = 3V_2$, из (20) находим:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{3T_2}{T_1}. \qquad (21)$$

Подставляя (21) в (19), получаем:

$$\Delta B = B_1\left(\frac{3T_2 P_{НП1}}{T_1 P_{НП2}} - 1\right). \qquad (22)$$

После подстановки численных значений в (22) получаем:

$\Delta B = -57\ \%$.

Ответ: относительная влажность воздуха при нагревании и изменении объема уменьшилась на 57 %.

Задача 6. Начальное состояние водяного пара задано параметрами t_1 = 600 °С и p_1 = 3 МПа. Из этого состояния пар адиабатно расширяется до состояния сухого пара (x_2 = 1), а затем при постоянном давлении охлаждается (отводится теплота) до степени сухости x_3 = 0,8. Определить параметры пара в состояниях 1, 2, 3 и удельные количество теплоты и работу расширения процесса 1-2-3. Показать процесс в Ts- и hs- диаграммах.

Задача 7. Водяной пар с начальным давлением p = 3 МПа и степенью сухости x = 0,95 поступает в пароперегреватель, где его температура повышается на Δt = 240 °С; после перегревателя пар изоэнтропно расширяется в турбине до давления p_2 = 4,0 кПа. Определить (по hs-диаграмме) количество теплоты (на 1 кг пара), подведённой к нему в пароперегревателе, работу цикла Ренкина и степень сухости пара x_2 в конце расширения. Определить также термический КПД цикла. Определить работу цикла и конечную степень сухости x_2, если после пароперегревателя пар дросселируется до давления p'_1 = 0,46 МПа.

Задача 8. Влажный насыщенный водяной пар, имея начальные параметры t_1 = 139 °С и x = 0,94, сжимается в процессе без теплообмена с окружающей средой. При этом объем пара уменьшается в ε = 10 раз. Определить состояние и параметры пара в конце процессов сжатия, а также изменение удельной энтальпии и работу 1кг пара в процессе. Изобразить процесс в is - диаграмме.

Задача 9. Рабочее тело – водяной пар, имеющий в начальном состоянии давление p_1 = 3 МПа и температуру t_1 = 400 °С. Масса рабочего тела – M = 3 кг. Пар расширяется до давле-

ния p_2 = 0,04 МПа. Построить процесс адиабатного расширения водяного пара в диаграмме h-s. Определить:

1) уд. объем и энтальпию в начальном состоянии;
2) температуру, уд. объем, степень сухости и энтальпию пара в конечном состоянии;
3) значения внутренней энергии пара до и после расширения;
4) работу расширения пара;

К решению задачи приложить схему построения процесса в координатах h-s.

Задача 10. Воздух с параметрами t_1 = 20 °С, и φ_1 = 60%, используемый для сушки, сначала подогревается в калорифере до t_2 = 95 °С, а затем направляется в сушильную камеру, откуда отработавший сушильный агент выходит при t_3= 35 °С. Определить конечные параметры воздуха: влагосодержание, относительную влажность, абсолютную влажность, парциальное давление водяного пара, температуру мокрого термометра, температуру точки росы, а также расход воздуха и тепла на 1 кг испаренной влаги. Показать найденные параметры отработавшего сушильного агента и в целом процесс сушки в H-d- диаграмме.

Практическое занятие № 8
Влажный воздух. H-d - диаграмма влажного воздуха, процессы во влажном воздухе.

Задача 1. Воздух с параметрами t_1 = 20 °С, и φ_1 = 60%, используемый для сушки, сначала подогревается в калорифере до t_2 = 95 °С, а затем направляется в сушильную камеру, откуда отработавший сушильный агент выходит при t_3 = 35 °С. Определить конечные параметры воздуха: влагосодержание, относительную влажность, абсолютную влажность, парциальное давление водяного пара, температуру мокрого термометра, температуру точки росы, а также расход воздуха и тепла на 1 кг испаренной влаги. Показать найденные параметры отработавшего сушильного агента и в целом процесс сушки в H-d- диаграмме.

Задача 2. Влажный воздух на входе в сушильную установку имеет параметры φ_1 = 50% и t_1 = 15 °С. Объёмный расход влажного воздуха на входе V_1 = 50 м^3/с.

Определить количество воды, испаряемой этим воздухом в секунду из высушиваемого материала, если изменение влагосодержания в камере Δd = 20 г/кг сухого воздуха. Задачу решить с использованием H-d - диаграммы. Принять давление B = 0,1 МПа.

Задача 3. Влажный воздух поступает в сушильную установку с параметрами t_1 = 25 °С и φ_1 = 80 %, а выходит из нее с параметрами t_2 = 55 °С и φ_2 = 50 %. Определить массовый и объемный расход влажного воздуха на выходе из установки, если из высушиваемого материала испаряется $M_в$ = 2,8 кг/с воды. Задачу решить с использованиям H-d – диаграммы. Принять давления B = 0,1 МПа.

Задача 4. Влажный воздух при температуре t_1 = 30 °С и относительной влажности φ = 0,8, охлаждается в кондиционере до t_2 = 18 °С и подается в помещение. Определить количество влаги, выделяющейся из 1 кг воздуха, количество отведенной теплоты и температуру точки росы. Задачу решить при помощи I-d – диаграммы и привести схему решения.

Задача 5. Атмосферный воздух, имеющий температуру t_1 = 13 °С и влагосодержания d = 6,5 г/кг, нагревается при p = const в калорифере до температуры t_2 = 45 °С. Построить процесс нагрева воздуха в диаграмме I-d, приняв барометрическое давления равным 745 мм. рт. ст. Привести схему построения процесса нагрева воздуха.

Определить: удельный расход тепла на нагрев воздуха; начальную и конечную относительную влажность воздуха; парциальное давление водяного пара в воздухе, проходящем через калорифер.

Задача 6. Для сушки макаронных изделий используется воздух при t1 = 20 °С с относительной влажностью φ_1 = 60 %, который в воздушном подогревателе нагревается до t_2 = 105 °С, после чего направляется в сушилку, откуда он выходит при температуре t_3 = 45 °С. Определить расход теплоты и воздуха для сушки m = 7 кг/мин макаронных изделий, если содержание влаги в макаронах равно 40 % (по весу). Процесс насыщения влажного воздуха считать идеальным. Определить расход теплоты и воздуха для сушки этих же m = 7 кг/мин макаронных изделий, если содержание влаги в них повысится до 50 % (по весу). Изобразить процессы в i-d - диаграмме.

Задача 7. Ответьте на следующие вопросы:

1. Как получить состояние влажного воздуха, соответствующее точке росы?
2. Что называется абсолютной и относительной влажностью?
3. Как определяют относительную влажность воздуха?
4. Что такое влагосодержание и энтальпия?
5. Как построена H-d-диаграмма влажного воздуха?
6. На какие области делит H-d-диаграмму линия насыщения (j = 100%)?
7. Какое содержание влаги в воздухе при данной температуре показывает линия j = 100%?
8. Как с помощью H-d-диаграммы определить все параметры влажного воздуха заданного состояния?
9. Изобразите в H-d-диаграмме процесс охлаждения влажного воздуха.

<u>Практическое занятие № 9</u>
Смеси идеальных газов.

Задача 1. Смесь, состоящая из 1 объема метана и 4 объемов кислорода, находится в замкнутом сосуде при 150 °С и давлении 100 кПа. Как изменится давление после взрыва и приведения сосуда к первоначальной температуре? Каков объемный состав образовавшейся смеси в процентах?

Задача 2. Смешаны 4 л кислорода под давлением 200 кПа, 6 л азота под давлением 500 кПа и 2 л аммиака под давлением 300 кПа. Объем смеси равен 10 л. Каковы парциальные давления газа и общее давление смеси?

Задача 3. Смесь из 6,4 г кислорода, 14 г азота и углекислого газа при температуре 17 °С и давлении 202,6 кПа занимает объем, равный 10 л. Вычислите массу углекислого газа и парциальное давление каждого из газов.

Задача 4. Два баллона соединены трубкой с краном. В первом баллоне объемом V_1 = 1 л находится газ при давлении p_1 = 1 атм. Во втором (объем V_2 = 3 л) газ при давлении p_2 = 0,6 атм. Какое установится давление, если кран открыть? T = const. [0.7 атм]

Задача 5. В вертикальном цилиндрическом сосуде под подвижным поршнем находится 2 моля гелия и 1 моль молекулярного водорода. Температуру смеси увеличивают в два раза. При этом весь водород распадается на атомы. Во сколько раз увеличивается объем газа под поршнем?

Р е ш е н и е: Так как поршень открыт, то процес изменения объема будет происходить при постоянном давлении.

Для первого состояния: $p = (RT_1/V_1)(\nu_1 + \nu_2)$.

Для второго состояния: $p = (RT_2/V_2)(\nu_1 + 2\nu_2)$.

Приравняйте правые части и найдите отношение объемов.

Задача 6. В объеме V_o при температуре T_o и давлении p находится воздух, содержащий некоторое количество озона O_3. Озон постепенно превратился в молекулярный кислород O_2 и при том же давлении температура воздуха стала равна T, а объем – V. Найти начальное число молей озона.

Задача 7. Полагая, что воздух состоит из кислорода и азота, определить процентное содержание этих газов в воздухе. Молярная масса воздуха равна 29 г/моль.

Задача 8. Сосуд объемом V = 20 л содержит смесь водорода и гелия при температуре t = 20° С и давлении p = 2 атм. Масса смеси m = 5 г. Найти отношение массы водорода к массе гелия в смеси.

<u>Практическое занятие № 10</u>
Истечение и дросселирование газов и паров.

Задача 1. Влажный пар с начальным давлением p_1 = 1,6 МПа и степенью сухости x = 0,98 вытекает через суживающееся сопло с сечением $f_2 = 4 \times 10^{-5}$ м^2 в атмосферу. Определить секундный расход пара, если скоростной коэффициент сопла φ = 0,92.

Задача 2. К соплу парциальной газовой турбины подводятся продукты сгорания топлива с начальными параметрами p_1 = 1,3 МПа и t_1 = 550 °С. В сопле давление понижается до p_2 = 0,2 МПа. Считая продукты сгорания идеальным газом с R = 280 Дж/ (кг × К) и k = 1,33.

Определить:

1) какой тип сопла применён в турбине;
2) параметры и скорость газа в выходном сечении сопла;
3) расход газа, если минимальный диаметр сопла dmin =10 мм.

Потерями на трение пренебречь.

Задача 3. Водяной пар течёт по соплу Лаваля. Параметры пара во входном сечении сопла p_1 = 5 МПа, t_1 = 600 °С. Объёмный расход пара на входе в сопло V_1 = 1,6 м^3/с.

Давление пара в выходном сечении сопла p_2 = 0,2 МПа. Приняв для пара $\beta_{кр}$ = 0,55, определить его параметры и скорости в выходном и критическом сечениях, площади выходного и критического сечений. Потерями на трение в сужающей части сопла пренебречь, а для расширяющейся части принять скоростной коэффициент φ = 0,95.

Задача 4. Из сопла Лаваля в окружающую среду выходит струя газа (водяной пар) со скоростью w_2 = 1200 м/с и массовым расходом G_m= 6,22 кг/с. Параметры газа на входе в сопло: избыточное давления P_1 = 10 МПа, температура t_1 = 315 °С. Барометрическое давления соответствует нормальным физическим условиям. Диаметр выходного среза сопла d_2 = 50 мм. Определить температуру газа на выходе из сопла; наименьший диаметр сопла.

Задача 5. Влажный пар с начальной температурой t_1 = 260 °С и степенью сухости x_1 = 0,96 дросселируется до давления P_2 = 0,6 МПа. Найти конечную степень сухости, удельный объем, изменение энтропии, энтальпию и температуру конечной точки.

Задача 6. Влажный пар с начальными параметрами P_1 = 7 МПа и температурой t_1 = 560 °С разгоняется в сопле Лаваля до максимальной скорости W_2= 1000 м/с. Коэффициент скорости сопла φ = 0,95. Определить давления в окружающей среде на внешнем срезе сопла и температуру потока на выходе из сопла. Какова будет скорость при истечении пара через не профилированное отверстие?

Задача 7. Кислород с начальными параметрами p_1 = 6 МПа и t1= 300 °С вытекает через сопло в среду, давления в котором постоянно и равно p_2 = 0,42 МПа. Считая кислород идеальным газом с k = 1,36, определить:

1) параметры и скорость в выходном сечении сужающегося сопла при скоростном коэффициенте φ = 0,95;

2) параметры и скорость в выходном сечении идеального сопла Лаваля при расчетном режиме;

3) расход кислорода при минимальной площади канала F_{min} = 2 см^2.

Задача 8. Определить скорость и степень сухости водяного пара в выходном сечении, а также отношение расходов пара для двух сопл Лаваля:

1) пар на входе в сопло имеет параметры p_1 = 5 МПа и t_1= 510 °С, а в выходном сечении сопла давления пара p_2 = 0,1 МПа;

2) перед поступлением в сопло пар дросселируется от заданного выше состояния (p_1 и t_1) до давления p'_1 = 2 МПа, а затем в сопле расширяется до давления p_2 = 0,1 МПа.

Принять, что площади выходных сечений обоих сопл одинаковы. Изобразить рассчитываемые процессы в hs – диаграмме.

<u>Практическое занятие № 11</u>
Циклы паротурбинных установок.

Задача 1. Водяной пар при давлении P_1 = 20 бар с температурой t_1 = 400 °С при истечении из сопла расширяется по адиабате до давления P_2 = 2 бар. Определить площадь минимального выходного сечения сопла, а также скорость потока пара в этих сечениях, если расход пара равен М = 4 кг/с. Изобразить процесс в *h-S* координатах.

Задача 2. Определить скорость истечения пара из котла в атмосферу, если его давление P_1 = 12 бар и температура t_1 = 300 °С. Барометрическое давление равно $P_Б$ = 750 мм Hg. Задачу решить для двух условий: а) истечение происходит через цилиндрическое сопло, б) через расширяющиеся сопло. Изобразить процесс истечения в h – S координатах.

Р е ш е н и е: Отношение давлений P_2/P_1 = 1/12 = 0,0834 < (0,546 = вкр).

В первом случае давление в выходном сечении не может быть меньше РКР, которое определяется как $P_{2кр} = P_{1вкр}$ = 12 бар · 0,546 = 6,6 бар. Тогда скорость истечения будет критической и равна (значение энтальпии находится по диаграмме *h-S*). Во втором случае давление в выходном сечении может быть меньше критического, а именно равно атмосферному P_2 = 1 бар, и тогда скорость истечения будет больше критической.

Задача 3. Пар давлением P_1 = 18 бар и X_1 = 0,92 вытекает в среду с давлением P_2 = 12 бар, площадь выходного сечения сопла f = 20 мм^2. Определить скорость истечения пара, его секундный расход, и изобразить процесс в *h-S* координатах.

Задача 4. Пар при P_1 = 20 бар и t_1 = 350 °С расширяется в сопле до P_2 = 1 бар. Пренебрегая потерями трения и считая расширение адиабатным, определить объемный и массовый расход пара, и его критическую скорость, если выходное сечение сопла f_2 = 500 мм^2.

Задача 5. Сухой насыщенный пар при P_1 = 10 бар расширяется в сопле до P_2 = 6 бар. Определить расход пара через сопло, если скоростной коэффициент μ = 0,97; а f_2 = 365 мм^2. Изобразить процесс в *h-S* координатах.

Задача 6. В калориметре пар дросселируется до давления P_2 = 1 бар, t_2 = 130 °С. Определить начальное состояние пара и изменение его параметров (P, v, t, S, h, u), если P_1 = 20 бар. Изобразить процесс в *h-S* координатах.

Задача 7. Пар с давлением P_1 = 18 бар и температурой t_1 = 250 °С дросселируется до P_2 = 10 бар. Определить параметры и функции состояния пара и степень перегрева в конце про-

цесса дросселирования.

Р е ш е н и е. По диаграмме *h-S* находим начальное состояние пара, точка 1. Принимая $h_1 = h_2$, находим конечное состояние пара, точка 2. Степень перегрева пара определяется как: $\Delta t_{n1} = t_{n1} - t_{H1} = 250$ °C – 208 °C = 42 °C, $\Delta t_{n2} = t_{n2} - t_{H2} = 234$ °C – 180 °C = 54 °C.

Параметры и функции состояния пара: $v_1 = 0{,}125$ м^3/кг; $S_1 = 6{,}61$ кДж/(кг·К); $u_1 = 2889$ кДж/кг; $h_1 = h_2 = 2911$ кДж/кг; $v_2 = 0{,}225$ м^3/кг; $S_2 = 6{,}86$ кДж/(кг·К); $u_2 = 2887$ кДж/кг.

Задача 8. Паротурбинная установка работает по циклу Ренкина с начальными параметрами p_1=50 бар и t_1=500 градусов Цельсия.Давление в конденсаторе p_2=0,004Мпа. Определить термический к.п.д. цикла Ренкина и сравнить его с термическим к.п.д. цикла Карно в том же интервале температур.

<u>Практическое занятие № 12</u>
Комбинированные паро-паровые и паро-газовые циклы.

Задача 1. В котле паровой машины температура 160 °C, а температура холодильника 10 °C. Какую максимальную работу может теоретически совершить машина, если в топке, коэффициент полезного действия которой 60 %, сожжён уголь массой 200 кг с удельной теплотой сгорания 2,9 • 107 Дж/кг?

Р е ш е н и е. Максимальную работу может совершить идеальная тепловая машина, работающая по циклу Карно, КПД которой $\eta = (T_1 - T_2)/T_1$, где T_1 и T_2 — абсолютные температуры нагревателя и холодильника. Для любой тепловой машины КПД определяется по формуле $\eta = A/Q_1$, где A - работа, совершаемая тепловой машиной, Q_1 — количество теплоты, полученной машиной от нагревателя. Из условия задачи ясно, что Q_1 — это часть количества теплоты, выделившейся при сгорании топлива: $Q_1 = \eta_1 mq$.

Тогда откуда $A = \eta_1 mq(1 - T_2/T_1) = 1{,}2 \cdot 109$ Дж.

Задача 2. Паровая машина мощностью N = 14,7 кВт потребляет за 1 ч работы топливо массой m = 8,1 кг, с удельной теплотой сгорания q = 3,3 • 107 Дж/кг. Температура котла 200 °C, холодильника 58 °C. Определите КПД этой машины и сравните его с КПД идеальной тепловой машины.

Р е ш е н и е. КПД тепловой машины равен отношению совершённой механической работы *A* к затраченному количеству теплоты Q_{lt} выделяющейся при сгорании топлива. Количество теплоты $Q_1 = mq$.

Совершённая за это же время работа $A = N_t$.

Таким образом, $\eta = A/Q_1 = N_t/qm = 0{,}198$, или $\eta \approx 20\%$.

Для идеальной тепловой машины $\eta < \eta_{ид}$.

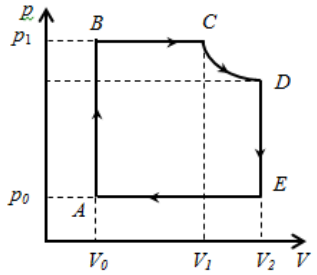
Задача 3. Рабочий цикл идеальной паровой машины изображен на рис. В начале доступа пара из котла в цилиндр давление в нем возрастает при V_0 = const от p_0 до p_1 (ветвь AB). При дальнейшем поступлении пара до объема V_1 поршень движется слева направо при p_1 = const (ветвь BC). При дальнейшем движении поршня вправо доступ пара из котла в цилиндр прекращается, происходит адиабатическое расширение пара до объема V_2 (ветвь CD). При крайнем правом положении поршня пар из цилиндра выходит в холодильник — давление падает при V_2 = const до давления p_0 (ветвь DE). При обратном движении поршень выталкивает оставшийся пар при p_0 = const; объем при этом уменьшается от V_2 до V_0 (ветвь EA). Найти работу *A* этой машины, совершаемую за каждый цикл, если $V_0 = 0{,}5$ л, $V_1 = 1{,}5$ л, $V_2 = 3{,}0$ л, $p_0 = 0{,}1$ МПа, $p_1 = 1{,}2$ МПа и показатель адиабаты $\chi = c_p/c_v = 1{,}33$.

Дано:

V_0 = const (ветвь АВ) давление возрастает от p_0 до p_1
p_1 = const (ветвь ВС) до объема V_1
(ветвь CD) адиабатическое расширение до объема V_2
V_2 = const (ветвь DE) давление падает до давления p_0
p_0 = const (ветвь ЕА) объем уменьшается от V_2 до V_0
V_0 = 0,5 л = $0{,}5\cdot10^{-3}$ м^3
V_1 = 1,5 л = $1{,}5\cdot10^{-3}$ м^3
V_2 = 3,0 л = $3\cdot10^{-3}$ м^3
p_0 = 0,1 Мпа = $0{,}1\cdot10^6$ Па
p_1 = 1,2 Мпа = $1{,}2\cdot10^6$ Па

A - ?

Решение:



При изохорном процессе работа равна нулю. Следовательно

$$A_{A-B} = A_{D-E} = 0$$

При изобарном процессе работа

$$A_{B-C} = p_1(V_1 - V_0) = 1{,}2\cdot10^6(1{,}5-0{,}5)\cdot10^{-3} = 1{,}2\cdot10^3\ Дж$$

$$A_{E-A} = p_0(V_0 - V_2) = 0{,}1\cdot10^6(0{,}5-3)\cdot10^{-3} = 0{,}25\cdot10^3\ Дж$$

Работа при адиабатическом процессе

$$A_{C-D} = \frac{p_1V_1}{\gamma-1}\left[1-\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1}\right] = \frac{1{,}2\cdot10^6\cdot1{,}5\cdot10^{-3}}{1{,}33-1}\left[1-\left(\frac{1{,}5}{3}\right)^{1{,}33-1}\right] = 1115{,}26\ Дж$$

Тогда работа цикла

$$A = A_{B-C} + A_{C-D} + A_{E-A} = 1{,}2\cdot10^3 + 1115{,}26 - 0{,}25\cdot10^3 = 2065{,}26\ Дж$$

Ответ: А=2 065,26 Дж

Задача 4. Паровая машина работает в интервале температур t_1 = 120 °С, t_2 = 320 °С, получая от нагревателя количество теплоты Q_1 = 200 кДж за каждый цикл. Найдите: 1) КПД машины, 2) работу, совершаемую за цикл; 3) количество теплоты, отдаваемое за цикл. [62,5%; 125 кДж; 75 кДж]

Дано:
$T_1 = 120°$ С
$T_2 = 320°$ С
$Q_1 = 200$ кДж

η, A, $|Q_2|$ – ?

Решение:

КПД цикла идеальной паровой машины:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{393}{593} \approx 0{,}337\text{, или } 33{,}7\%.$$

С другой стороны, $\eta = \dfrac{A}{Q_1}$, откуда

$$A = \eta Q_1 = \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right) \cdot Q_1 = \left(1 - \frac{393}{593}\right) \cdot 2 \cdot 10^5 \approx$$

$$\approx 6,75 \cdot 10^4 \text{ Дж} = 67,5 \text{ кДж}.$$

По формуле (174) учебника $\eta = \frac{Q_1 - |Q_2|}{Q_1}$, откуда

$$|Q_2| = (1 - \eta) \cdot Q_1 = \frac{T_1}{T_2} \cdot Q_1 = \frac{393}{593} \cdot 2 \cdot 10^5 \approx$$

$$\approx 1,325 \cdot 10^5 \text{ Дж} = 132,5 \text{ кДж}.$$

Ответ: $\eta = 0,337$; $A = 67,5$ кДж; $|Q_2| = 132,5$ кДж.

<u>Практическое занятие № 13</u>
Циклы газотурбинных установок.

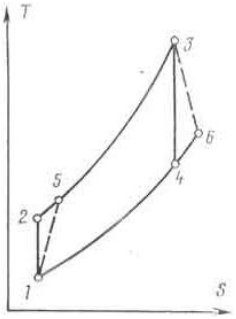
Задача 1. Рассчитать значения внутреннего КПД теоретического цикла газотурбинной установки с изобарным подводом тепла (без регенерации) с целью оценки влияния температуры газов перед турбиной на внутренний КПД ГТУ, для двух случаев :

1) при температуре газов перед турбиной t_3=600°С
2) при температуре газов перед турбиной t_3=800°С

остальные параметры принять следующие: начальная температура рабочего тела t_1=20°С степень повышения давления β=7 внутренний КПД компрессора и турбины $\eta_т = \eta_к$=0,85 Принять показатель адиабаты равным к=1,4. Теплоемкость считать постоянной.

Задача 2. Изобразите схему газотурбинной установки с изобарным подводом теплоты и ее цикл в координатах *P-v* и *T-s*. Дайте краткие пояснения. Назовите основные методы повышения термического КПД газотурбинной установки.

Задача 3. Определить: 1) Параметры точек идеального цикла ГТУ, термический кпд, мощность турбины и компрессора; 2) Параметры всех точек действительного цикла ГТУ, приняв внутренние кпд турбины и компрессора соответственно : $\eta_{oiт}$= 0,87; $\eta_{oiк}$=0,85. Начальные параметры воздуха, поступающего в компрессор ГТУ, работающего при p=const, составляют: p_1=0,1 МПа; t_1=20°С. Степень повышения давления в компрессоре ГТУ - β=6, температура газов перед соплами турбины - t_3=700°С. Рабочее тело обладает свойствами воздуха, теплоемкость рассчитывать по молекулярно-кинетической теории. Расход воздуха G=2•10^5 кг/ч.



Задача 4. Для идеального газового цикла с начальными параметрами рабочего тела: давлением p_1=0,098 МПа; температурой t_1=26°С; конечным давлением p_2=0,9 МПа; с заданной степенью предварительного расширения $\rho = \upsilon_3/\upsilon_2$=2,4 - определить: количество подведённого и отведённого тепла; работу сжатия и расширения; полезную работу и термический КПД цикла. Сравнить КПД заданного цикла с КПД цикла Карно, протекающего в тех же пределах температур Tmax и Tmin. Рабочее тело-воздух. Теплоёмкость считать постоянной. Изобразить цикл в P-v и T-s диаграммах.

Задача 5. Провести расчет газового цикла, принимая в качестве рабочего тела 1кг воздуха. Теплоемкости воздуха считать постоянными: C_p=1,0 КДж/кг·К, C_v=0,71КДж/кг·К. Газовая постоянная R=0,287 КДж/кг·К, показатель адиабаты – *к*=1,4. Требуется определить параметры состояния рабочего тела для характерных точек цикла, изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии в каждом из процессов, составляющих цикл. Определить также

количество подводимого и отводимого тепла, работу и термический КПД цикла, если известно: начальное давление p_1=0,4 ат начальный удельный объем газа v_1=0,3 м^3/кг давление в точке 2 цикла p_2=1 ат температура в точке 3 цикла t_3=300 ºС процесс 1-2 – изотерма, процесс 2-3 и 4-1 – изобара, процесс 3-4 – адиабата. Изобразить цикл в p-v и T-S координатах.

Р е ш е н и е:

1 Определим абсолютную температуру рабочего тела в точке 1 цикла

$T_1=(p_1 \times v_1)/R=410$ К

2 Определим параметры рабочего тела в точке 2 цикла

$T_2=T_1=410$ К

$v_2=(v_1 \times p_1)/p_2=0,12$ м^3/кг

3 Определим параметры рабочего тела в точке 3 цикла

$T_3=t_3+273=573$ К

$p_3=p_2=0,98$ МПа

$v_3=(R \times T_3)/p_3=0,168$ м^3/кг

4 Определим параметры рабочего тела в точке 4 цикла

$p_4=p_1=0,392$ МПа

$T_4=T_3 \times (p_4/p_3)^{(к-1)/к}=441$ К

$v_4=v_3 \times (p_3/p_4)^{1/к}=0,323$ м^3/кг

5 Определим удельное количество подведенной теплоты

$q_{подв.}=Cp \times (T_3-T_2)=163$ КДж/кг

6 Определим удельное количество отведенной теплоты

$q_{отв.}=Cp \times (T_1-T_4) + T_1 \times R \times \ln (v_2/v_1)= - 139$ КДж/кг

7 Определим полезную работу цикла

$l_ц = q_{подв} + q_{отв} = 24$ кДж/кг

8 Определим термический КПД цикла

$\eta_t = l_ц / q_{подв} = 0,15$

9 Определим изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии в процессе 1-2 (изотерма)

$\Delta u_{12} = 0$
$\Delta h_{12} = 0$
$\Delta s_{12} = R \times \ln(v_2/v_1) = -0,263$ КДж/кг К

10 Определим изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии в процессе 2-3 (изобара)

$\Delta h_{23} = Cp \times (T_3 - T_2) = 582$ КДж/кг
$\Delta u_{23} = \Delta h_{23} - p_3 \times (v_3 - v_2) = 143$ КДж/кг
$\Delta s_{23} = Cp \times \ln(T_3/T_2) = 0,335$ КДж/кг К

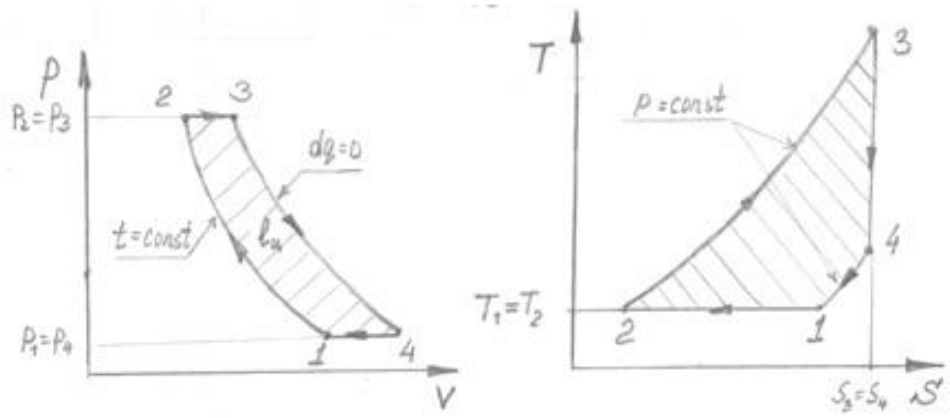
11 Определим изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии в процессе 3-4 (адиабата)

$\Delta u_{34} = Cv \times (T_4 - T_3) = -94$ КДж/кг
$\Delta h_{34} = Cp \times (T_4 - T_3) = -132$ КДж/кг
$\Delta s_{34} = 0$

12 Определим изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии в процессе 4-1 (изобара)

$\Delta h_{41} = Cp \times (T_1 - T_4) = -31$ КДж/кг
$\Delta u_{41} = \Delta h_{41} - p_4 \times (v_1 - v_4) = 143$ КДж/кг $= -22$ КДж/кг
$\Delta s_{41} = Cp \times \ln(T_1/T_4) = -0,072$ КДж/кг К

13 Изобразим цикл в p-v и T-S координатах



Задача 6. Для теоретического цикла газотурбинной установки с изобарным подводом тепла (без регенерации) определить параметры состояния рабочего тела в характерных точках цикла, полезную работу, термический КПД, если известны: начальное давление рабочего тела p_1=0,1 МПа, начальная температура рабочего тела t_1=15°С, степень повышения давления

β=8,2 количество подведенного тепла q_1=520, кДж/кг, мощность ГТУ N=12000 кВт Рабочим телом установки считать воздух. Определить массовый расход воздуха по заданной мощности ГТУ и термический КПД цикла Карно для этого же интервала температур.

Р е ш е н и е:

1 Определим абсолютную температуру рабочего тела в точке 1

$T_1=t_1+273=288$ К

2 Определим удельный объем рабочего тела в точке 1

$\upsilon_1=(R \times T_1)/ p_1=0,827$ м^3/кг где

R=287 Дж/(кг К) – газовая постоянная воздуха

3 Определим параметры рабочего тела после адиабатного сжатия в точке 2 цикла

$T_2=T_1 \times \beta^{(к-1/к)}=525$ К

к=1,4- показатель адиабаты для воздуха

$p_2=p_1 \times \beta=0,82$ МПа

$\upsilon_2=(R \times T_2)/ p_2=0,184$ м^3/кг

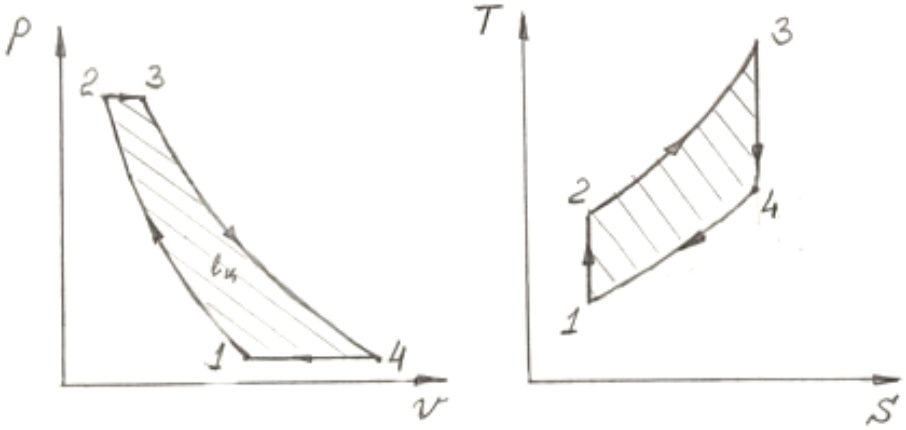
4 Определим параметры рабочего тела после подвода тепла (процесс подвода теплоты- изобара)

$p_3=p_2=0,82$ МПа

$T_3=T_2+ q_1/Cp=1037$ К где Ср=1,015 кДж/кг К - теплоемкость рабочего тела

$\upsilon_3=(T_3/T_2) \times \upsilon_2=0,363$м^3/кг

5 Определим параметры рабочего тела после расширения в точке 4, учитывая что процесс расширения рабочего тела - адиабата



$p_4=p_1=0,1$ МПа

$T_4=T_3/(\beta^{(k-1/k)})=568$ К

$\upsilon_4=(T_4/T_1)$ x $\upsilon_1=1,632$ м^3/кг

6 Определим изменение энтропии рабочего тела в процессе 2-3

$\Delta S_{23}=$ Ср x ln $(T_3/T_2)=0,691$ кДж/кг К

7 Определим удельную работу компрессора ГТУ

$l_{12}=$Ср x $(T_2-T_1)=241$ кДж/кг

8 Определим удельную работу турбины ГТУ

$l_{34}=$Ср x $(T_3-T_4)=513$ кДж/кг

9 Определим удельную полезную работу цикла

$l_ц=l_{34}-l_{12}=272$ кДж/кг

10 Определим термический КПД цикла ГТУ без регенерации тепла

$\eta_т=l_ц/q_1=0,52$

11 Определим термический КПД цикла Карно для диапазона температур данного цикла

$\eta_к=(T_3-T_1)/T_3=0,72$

12 Определим массовый расход воздуха без учета эффективного КПД установки

$G=N/l_ц=44,1$ кг/с

<u>Практическое занятие № 14</u>

Сжатие газа в компрессоре, многоступенчатое сжатие. Циклы двигателей внутреннего сгорания.

Задача 1. Поршневой компрессор подает V=2,4 м^3 воздуха в минуту (объем приведен к нормальным условиям). За какое время данный компрессор сможет поднять давление воздуха в ресивере от p_1=0,2 МПа до p_2=0,8 МПа. Объем ресивера Vp=5 м^3, температура воздуха t=20ºС.

Р е ш е н и е:

1. По справочным данным определим газовую постоянную и плотность воздуха при нормальных условиях: R=287 Дж/кг·К; ρ=1,205 кг/м^3

2. Вычислим на сколько должна увеличиться масса воздуха в рессивере, чтобы его давление возросло до заданного значения: $P_1 \cdot V_p=M_1 \cdot R \cdot T_1$; $P_1 \cdot V_p=M_2 \cdot R \cdot T_2$

считаем, что $T_1=T_2=t+273=20+273=293$К, поскольку в условии задачи об изменении температуры ничего не сказано.

$$(M_1-M_2) = (p_2-p_1)\cdot V_p/(R\cdot T_1) = (0,8-0,2)\cdot 10^6\cdot 5(287\cdot 293) = 25,676 \text{ кг}$$

3. Вычислим массовую производительность компрессора

$$G = V\cdot\rho = 2,4\cdot 1,205 = 2,892 \text{ кг/мин}$$

4. Определим за сколько минут масса воздуха увеличится на (M_1-M_2) при заданной производительности компрессора

$$\tau = (M_1-M_2)/G = 35,676/2,892 = 12,34 \text{ мин.}$$

Задача 2. Для технологических целей необходимо иметь G кг воздуха в секунду при давлении p_1. Рассчитать идеальный многоступенчатый поршневой компрессор. Определить ко-

личество ступеней компрессора и степень повышения давления в каждой ступени, количество теплоты отведенной от воздуха в цилиндрах компрессора и в промежуточном холодильнике, конечную температуру и объемную производительность. Изобразить цикл на рабочей диаграмме. Давление воздуха на входе в первую ступень компрессора p_1=0,1 МПа и температура t_1=27°С. Допустимое повышение температуры воздуха в каждой ступени Δt=175°С; показатель политропы сжатия n=1,25; конечное давление воздуха $p_к$=17 МПа; массовый расход воздуха G=0,4кг/с. При решении задачи трение и вредное пространство не учитывать; степени повышения давления в каждой ступени компрессора считать одинаковыми и привести в соответствие с допустимым повышением температуры.

Р е ш е н и е:

1 Определим суммарную степень сжатия многоступенчатого компрессора
$\varepsilon=p_к/p_1=17/0,1=170$

2 Определим степень сжатия для двухступенчатого компрессора
$\varepsilon_1=\varepsilon_2=\varepsilon^{1/2}=(170)^{1/2}=13,0384$

3 Определим абсолютную температуру воздуха на входе в первую ступень
$T_1=t_1+273=27+273=300$ К

4 Определим давление воздуха после сжатия в первой ступени
$p_2=\varepsilon_2\cdot p_1=13,0384\cdot 0,1=1,30384$ МПа
Определим температуру воздуха после сжатия в первой ступени
$T_2=T_1\cdot(p_2/p_1)^{n-1/n}=300\cdot(1,30384/0,1)^{(1,25-1/1,25)}=501$ К

5 Определим значение повышения температуры в первой ступени компрессора
$\Delta T=T_2-T_1=501-300=201$ К $>\Delta t$,следовательно недостаточно двух ступеней сжатия

6 Определим степень сжатия для трехступенчатого компрессора
$\varepsilon_1=\varepsilon_2=\varepsilon_3=\varepsilon^{1/3}=(170)^{1/3}=5,5397$

7 Определим давление воздуха после сжатия в первой ступени
$p_2=\varepsilon_3\cdot p_1=5,5397\cdot 0,1=0,55397$ МПа

8 Определим температуру воздуха после сжатия в первой ступени
$T_2=T_1\cdot(p_2/p_1)^{n-1/n}=300\cdot(0,55397/0,1)^{(1,25-1/1,25)}=422$ К

9 Определим значение повышения температуры в первой ступени компрессора
$\Delta T=T_2-T_1=422-300=122$ К $<\Delta t$,следовательно достаточно трех ступеней сжатия

10 Промежуточное охлаждение воздуха осуществляем до температур
$T_3^{|}=T_2^{|}=T_1=300$°С

11 Определим давление воздуха после сжатия во второй ступени
$p_3=\varepsilon_2\cdot p_2=5,5397\cdot 0,55397=3,06888$ МПа

12 Определим давление воздуха после сжатия в третьей ступени
$p_к=\varepsilon_3\cdot p_3=5,5397\cdot 3,06888=17$ МПа

13 Определим температуры воздуха после сжатия во второй и третьей ступени
$T_3=T_2^{|}\cdot(p_3/p_2)^{n-1/n}=300\cdot(3,06888/0,55397)^{(1,25-1/1,25)}=422$ К
$T_к=T_3^{|}\cdot(p_к/p_3)^{n-1/n}=300\cdot(17/3,06888)^{(1,25-1/1,25)}=422$ К

14 Определим значение повышения температуры во второй и третьей ступени
$\Delta T_2=T_3-T_2^{|}=122$ К $<\Delta t$ $\Delta T_3=T_к-T_3^{|}=122$ К $<\Delta t$

15 По справочной литературе определим массовую теплоемкость воздуха и газовую постоянную
$C_p=1,005$ кДж/кг К, R=0,287 кДж/кмоль К
$Cv=C_p-R=0,718$ кДж/кг К

16 Определим количество теплоты, отводимое от воздуха при политропном сжатии в первой ступени
$Q_1=Cv\cdot(n-к/n-1)\cdot(T_2-T_1)\cdot G=$
$=0,718\cdot(1,25-1,4/1,25-1)\cdot(422-300)\cdot 0,4=-21,023$ кДж/с ,
где, к=1,4- показатель адиабаты

17 Определим количество теплоты, отводимое от воздуха при промежуточном охлаждении (изобарный процесс)

Задача 3. Определить теоретическую мощность привода одноступенчатого компрессора при изотермическом сжатии воздуха, если его производительность при начальных парамет-

рах p_1= 0,1МПа и t_1=15°С, составляет V_1= 0,1 $м^3/с$, а конечное давление p_2= 0,7 МПа. Определить также расход охлаждающей воды, если температура её повышается в рубашке компрессора на Δt=20 °С.

Р е ш е н и е:

1 По справочной литературе определим массовые теплоемкости воздуха, показатель адиабаты сжатия и газовую постоянную

C_p=1003 Дж/кг·К, C_v=716 Дж/кг·К, $к = C_p / C_v$=1,4

$R= C_p - C_v$=1003-716=287 Дж/кг·К

2 Определим абсолютную температуру воздуха перед сжатием

$T_1=t_1+273$=15+273=288 К

3 Определим удельный объем воздуха перед сжатием в компрессоре

$\upsilon_1= (R\cdot T_1)/p_1$= (287·288)/100000=0, 8266 $м^3/кг$

4 Определим абсолютную температуру воздуха после сжатия

$T_2=T_1$=288 К

5 Определим массу сжимаемого воздуха в секунду

$M=V_1/\upsilon_1$= 0,1/0, 8266 =0,121 кг/с

6 Определим удельный объем газа после сжатия

$\upsilon_2= \upsilon_1\cdot (p_1/p_2)$ = 0, 8266 · (0, 1/0, 7) = 0, 1181 $м^3/кг$

7 Определим удельную работу сжатия газа

$\ell= (R\cdot T_1)\cdot \ln (\upsilon_2/ \upsilon_1)$= ((287·288)·ln (0,1181/ 0, 8266)= - 160841 Дж/кг

8 Определим теоретическую работу привода компрессора

$\ell_0=|\ell|$=160841 Дж/кг

9 Определим теоретическую мощность привода компрессора

$N_т = \ell_0\cdot M$= 160841· 0,121 =19463 Вт =19,5 кВт

10 Определим количество теплоты, отводимое от компрессора при одноступенчатом сжатии по изотерме:

$Q= \ell_0\cdot M$= 160841· 0,121 =19463 Дж/с

11 Определим расход охлаждающей воды

$M_в = Q /(C_в\cdot\Delta t)$= 19463 /(4190·20)=0,774 кг/с , где

$C_в$=4190 Дж/(кг ·К)- теплоемкость воды

Задача 4. Смесь, состоящая из двух газов H_2 и CO, заданная массовыми долями m_1=0,3 и m_2=0,7 соответственно, при начальном давлении p_1=0,4 МПа и температуре t_1=-3° С, сжимается в компрессоре по изотерме, адиабате и политропе с показателем n=1,3. Определить для трёх вариантов величину теоретической работы сжатия, мощность привода компрессора, а также изменение внутренней энергии и энтропии при сжатии, если степень сжатия $\varepsilon=v_1/v_2$=5, а расход воздуха G=20 кг/мин. Теплоёмкость воздуха принять $C_v=f(t)$=const.

Р е ш е н и е:

1 По справочным данным, определим молекулярные массы компонентов

μ_{H2}=2,016 кг/кмоль, μ_{CO}=28,009 кг/кмоль.

2 Вычислим газовые постоянные компонентов, используя значение универсальной газовой постоянной R=8314 Дж/кмоль·К

$R_1=R/\mu_{H2}$=8314/2,016 =4124 Дж/кг·К,

$R_2=R/\mu_{CO}$=8314/28,009 =296, 8 Дж/кг·К,

3 Определим абсолютную температуру смеси до сжатия

$T_{см}=t_1+273=-3+273=270$ К

4 Определим газовую постоянную смеси

$R_{см}=R_1 \cdot m_1+R_2 \cdot m_2=4124 \cdot 0,3+296,8 \cdot 0,7=1444,96$ Дж/кг·К

5 Определим удельный объем смеси перед сжатием в компрессоре

$v_1=(R_{см} \cdot T_{см})/p_1=(1444,96 \cdot 270)/(0,4 \cdot 10^6)=0,9754$ м^3/кг

6 Определим массу сжимаемого газа в секунду

$M=G/60=20/60=0,333$ кг/с

7 По справочным данным, определим массовые теплоемкости компонентов

$Cpm_1=14189$ Дж/кг·К, $Cpm_2=1039,2$ Дж/кг·К

8 Определим теплоемкость смеси при постоянном давлении и постоянном объеме

$Cpm_{см}=m_1 \cdot Cpm_1+m_2 \cdot Cpm_2=0,3 \cdot 14189+0,7 \cdot 1039,2=4984,14$ Дж/кг·К

$Cvm_{см}=Cpm_{см}-R_{см}=4984,14-1444,96=3539,18$ Дж/кг·К

9 Определим показатель адиабаты сжатия для данной смеси

$к=Cpm_{см}/Cvm_{см}=4984,14/3539,18=1,407$

Задача 5. Расход газа в поршневом одноступенчатом компрессоре составляет V_1 = 55 м^3/мин; при давлении p_1= 0,1МПа и температуре t_1=22°С. При сжатии температура газа повышается на 200°С. Сжатие происходит по политропе с показателем n=1,5. Определить конечное давление, работу сжатия и работу привода компрессора, количество отведенной теплоты, а также теоретическую мощность привода компрессора.Указание: При расчете принять $k=c_v/c_p$= const. Газ – Гелий.

Р е ш е н и е:

1 По справочной литературе определим массовые теплоемкости газа He (гелия), показатель адиабаты сжатия и газовую постоянную

$C_p=5200$ Дж/кг·К, $C_v=3200$ Дж/кг·К, $к=C_p/C_v=1,625$,

$R=C_p-C_v=5200-3200=2000$ Дж/кг·К

2 Определим абсолютную температуру воздуха перед сжатием

$T_1=t_1+273=22+273=295$ К

3 Определим абсолютную температуру воздуха после сжатия

$T_2=T_2+\Delta t=295+200=495$ К

4 Определим удельный объем воздуха перед сжатием в компрессоре

$\upsilon_1=(R \cdot T_1)/p_1=(2000 \cdot 295)/100000=5,9$ м^3/кг

5 Определим массу сжимаемого воздуха в секунду

$M=V/60 \cdot \upsilon_1=55/(60 \cdot 5,9)=0,1554$ кг/с

6 Определим давление газа после его сжатия в компрессоре

$p_2=p_1 \cdot (T_2/T_1)^{n/(n-1)}=0,1 \cdot (495/295)^{1,625/(1,625-1)}=0,384$ МПа

7 Определим удельный объем газа после сжатия

$\upsilon_2=(R \cdot T_2)/p_2=(2000 \cdot 495)/384000=2,578$ м^3/кг

7 Определим удельную работу сжатия газа

$\ell=(p_1 \cdot \upsilon_1-p_2 \cdot \upsilon_2)/(n-1)=(100000 \cdot 5,9-384000 \cdot 2,578)/(1,625-1)=-639923$ Дж/кг

8 Определим теоретическую работу привода компрессора

$\ell_0=|\ell|\cdot n=639923\cdot 1{,}625=1039875$ Дж/кг

9 Определим количество теплоты, отводимое от компрессора при сжатии газа

$Q=M\cdot C_v\cdot(к-n)\cdot(T_2-T_1)/(1-n)$

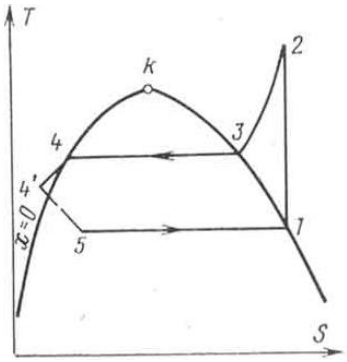
$=0{,}1554\cdot 3200\cdot(1{,}625-1{,}5)\cdot(495-295)/(1-1{,}5)=-24864$ Дж/кг

10 Определим теоретическую мощность привода компрессора

$N_т=\ell_0\cdot M=103987\cdot 0{,}1554=16160$ Вт $=16{,}2$ кВт

Практическое занятие № 15

Циклы холодильных машин и тепловых насосов. Расчет и выбор элементов схемы парокомпрессионной холодильной установки при варьировании начальных параметров на ЭВМ.



Задача 1. Определить холодильный коэффициент цикла для установки работающей на фреоне-12 , теоретическую мощность привода компрессора, если известны: холодопроизводительность установки Q_o=600 МДж/ч; начальное состояние фреона t_1=-15°С и x_1=1; температура конденсации t_3=30°С; температура перед дроссельным вентилем t_4'=25°С. Установка работает с переохлаждением жидкости до температуры t_4' , которая ниже температуры конденсации - t_4, как показано на рисунке.

Р е ш е н и е:

Начальная энтальпия сухого насыщенного пара фреона-12 при температуре насыщения t_1 = -15°С равна:

$$h_1 = h_1'' = 566{,}4 \text{ кДж /кг}$$

Изоинтропный процесс сжатия фреона в компрессоре изображается линией 1-2, причём энтальпия точки 2 по таблицам перегретого пара при давлении P_2 = 0,743 Мпа, соответствующая температуре насыщения фреона t_3 = 30°С и энтропии $s_2 = s_1''$ = 4,761 кДж/кг, равна: h_2 = 587,5 кДж/кг. Процесс конденсации изображается линией 3-4, изобарный процесс переохлаждения – линией 4-4', процесс дросселирования условно показывается линией 4'-5.

Принимая, что энтальпия переохлаждённой жидкости равна энтальпии насыщенной жидкости при температуре t_4' = 25°С, из таблиц находим $h_4' = h_5$ = 442,8 кДж /кг.

Определяем удельную холодопроизводительность:

$$q_0 = h_1 - h_5 = 566{,}4 - 442{,}8 = 123{,}6 \text{ кДж/кг.}$$

Часовой расход фреона-12

$$m = Q_0/q_0 = 600\,000/123{,}6 = 4\,854 \text{ кг/ч.}$$

Теоретическая величина работы цикла

$$l = h_2 - h_1 = 587{,}5 - 566{,}4 = 21{,}1 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретическая мощность приводного двигателя компрессора

$$N_0 = m\cdot l/3\,600 = 4\,854\cdot 21{,}1/3\,600 = 28{,}4 \text{ кВт.}$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = q_0/l = 123{,}6/21{,}1 = 5{,}86.$$

Задача 2. Паровая компрессионная установка с дроссельным вентилем использует пары низкокипящих жидкостей. Компрессор всасывает влажный насыщенный пар со степенью сухости x_1 и сжимает его адиабатно. Превращая в сухой насыщенный пар при давлении, соответствующем температуре насыщения (конденсации) $t_2=t_3$=25°С. Из компрессора пар хладогента поступает в конденсатор, где он превращается в жидкость, которая проходит через дроссельный вентиль, вследствие чего жидкость частично испаряется, а ее температура понижается до $t_1=t_4$=-5°С. При этой температуре хладагент поступает в охлаждаемое помещение (рефрижератор) где воспринимает тепло, и испаряется, образуя влажный насыщенный пар со степенью сухости x_1 и снова направляется в компрессор.

Определить:

1. Удельную хладопроизводительность, q_0 (кДж/кг)
2. Часовой расход хладогента, $G_{час}$ (т/ч)
3. Теоретическую мощность компрессора, $N_т$ (кВт)
4. Тепло, отданное в конденсаторе, q (кДж/кг)
5. Холодильный коэффициент, ε
6. Холодильный коэффициент цикла Карно в интервале температур данного цикла, ε_K

Если известны: Наименование хладогента - NH_3 (аммиак) и хладопроизводительность - Q=50 кВт. Результаты расчета представить в таблице.

Р е ш е н и е:

1 По таблице «Свойства насыщенных паров аммиака» определяем физические характеристики при температуре t_1= -5°С

теплота парообразования r_1=1279,5 кДж/кг

энтальпия h_1^{II}=1675,1 кДж/кг

энтропия S_1^{I}=4,1022 кДж/(кг· К), S_1^{II}= 8,8756 кДж/(кг· К)

2 По таблице «Свойства насыщенных паров аммиака» определяем физические характеристики при температуре t_2= 25°С

теплота парообразования r_2=1166,9 кДж/кг

энтальпия h_2^{II}=1703,2 кДж/кг

энтропия S_2^{I}=4,5954 кДж/(кг· К), S_2^{II}=8,5093кДж/(кг· К)

3 Определим сухость пара в точке 1 цикла

$x_1=(S_2^{II}-S_1^{I}) / (S_1^{II}- S_1^{I}) = 0,9233$

4 Определим сухость пара в точке 4 цикла

$x_4=(S_3^{I} -S_1^{I}) / (S_1^{II}- S_1^{I}) =(S_2^{I} -S_1^{I}) /(S_1^{II}- S_1^{I})=0,1033$

5 Определим удельную хладопроизводительность

$q_0= r_1\cdot(x_1- x_4)=1049,2$ кДж/кг

6 Определим массовый расход аммиака

$G=Q/q_0=0,048$ кг/с или $G_{час}= 3,6\cdot G= 0,1728$ т/ч

7 По таблице «Свойства насыщенных паров аммиака» определяем энтальпию аммиака при температуре t_3= 25°С и x_3=0

$h_3^{I}= 395,7$ кДж/кг

Задача 3. Пар фреона-12, при t_1= 20°С поступает в компрессор. Где адиабатно сжимается до давления при котором его температура становиться равной t_2= 30°С, а сухость пара x_2=1. Из компрессора фреон-12 поступает в конденсатор, где при постоянном давлении обращается в жидкость. После этого адиабатно расширяется в дросселе до температуры t_4= t_1. Определить холодильный коэффициент установки, массовый расход фреона-12, а также теоретическую мощность привода компрессора. Если холодопроизводительность установки Q=170 кВт. Изобразить схему установки и ее цикл в T-S и h-S диаграммах.

Р е ш е н и е :

1 По таблице « Насыщенный пар фреона-12» определяем физические характеристики при температуре t_1= -20°С, см. [11] . стр. 210

теплота парообразования r_1=163,5 КДж/кг

энтальпия $h_1^{!}$= 564 КДж/кг

энтропия $S_1^{!}$=4,1183 КДж/(кг К), $S_1^{!!}$= 4,7645 КДж/(кг К)

2 По таблице « Насыщенный пар фреона-12» определяем физические характеристики при температуре t_2= 30°С, см. [11] . стр. 210

теплота парообразования r_2=138,6 КДж/кг

энтальпия $h_2^{!}$= 586,5 КДж/кг

энтропия $S_2^{!}$=4,2868 КДж/(кг К), $S_2^{!!}$=4,7441 КДж/(кг К)

3 Определим сухость пара в точке 1 цикла

$x_1=(S_2^{!!}-S_1^{!}) / (S_1^{!!}- S_1^{!}) = 0,96843$

4 Определим сухость пара в точке 4 цикла

$x_4=(S_3^{!} -S_1^{!}) / (S_1^{!!}- S_1^{!}) =(S_2^{!} -S_1^{!}) / (S_1^{!!}- S_1^{!})=0,26076$

5 Определим количество теплоты, поглощаемое 1кг фреона-12 в холодильной камере

$q_0= r_1 (x_1- x_4)=116$ КДж/кг

6 Определим массовый расход фреона-12

$G=Q/q_0=1,466$ кг/с

7 По таблице « Насыщенный пар фреона-12» определяем энтальпию фреона-12 при температуре t_3= 30°С и x_3=0

$h_3^{!}$= 447,9 КДж/кг

7 Определим количество теплоты, отводимое с охлаждающей водой

$q=(h_2^{!}-h_3^{!})= 138,6$ КДж/кг

9.2. Методические указания по выполнению контрольной работы.

Рекомендуемые источники литературы, необходимые при выполнении лабораторных и практических работ указаны в п.7 (основная [1-3] и дополнительная [6]).

Порядок выполнения контрольной работы

Бакалаврам по учебному плану необходимо выполнить 2 контрольные работы, в каждой по 4 задания в соответствии с вариантом. Вариант контрольной работы определяется

двумя последними цифрами зачетной книжки. При этом в каждом задании часть исходных данных выбирается по последней цифре шифра, а часть – по предпоследней.

В конце работы необходимо привести список использованной литературы, в самом тексте контрольной работы дать ссылки на соответствующие источники.

Рекомендации по выполнению контрольной работы.

Цель работы: закрепления знаний, полученных в процессе изучения следующих тем:

- КР №1: идеальный газ, сжатие газа (адиабатное, изотермическое, политропное), изучение процессов во влажном воздухе, циклы воздушной холодильной машины;
- КР №2: истечение и дросселирование газов и паров, циклы газотурбинных установок, циклы паросиловой установки (цикл Ренкина).

10. ПЕРЕЧЕНЬ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ

1. Microsoft Imagine Premium
2. ОС Windows 7 Professional
3. Microsoft Office 2007 Russian Academic OPEN No Level
4. Антивирусное программное обеспечение Kaspersky Security.
5. ИСС "Кодекс". Информационно-справочная система
6. Справочно-правовая система «Консультант Плюс»
7. Архиватор 7-Zip
8. Adobe Reader
9. doPDF
10. Ай-Логос Система дистанционного обучения
11. КОМПАС-3D V13

11. ОПИСАНИЕ МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ БАЗЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ

Вид занятия	***Наименование аудитории***	***Перечень основного оборудования***	***№ ЛР, Лк, ПЗ***
1	**3**	**4**	**5**
ЛР	Лаборатория «Тепломассообменных процессов и установок»	Действующая холодильная установка	№№ 1÷8
	Лаборатория «Гидрогазодинамики»	Компрессор	
	Лаборатория «Теплогазоснабжения»	Действующая аэродинамическая установка.	
	Лаборатория «Общей теплотехники»	- Действующая установка по определению теплоемкости воздуха; - Действующая установка по экспериментальному изучению процессов во влажном воздухе компьютер «Pentium» 4.	
ПЗ	Лекционный кабинет/ дисплейный класс	Оборудование Интерактивная доска SMART Board 680I, проектор Casio XJ-	№№ 1÷15

		UT310WN; 17-ПК: CPU 5000/RAM 2Gb/HDD; Монитор TFT 19 LG1953S-SF; Принтер: HP LaserJet P2015n; Сканер: Canon LiDE 220	
кр	Лекционный кабинет/ дисплейный класс	Оборудование Интерактивная доска SMART Board 680I, проектор Casio XJ-UT310WN; 17-ПК: CPU 5000/RAM 2Gb/HDD; Монитор TFT 19 LG1953S-SF; Принтер: HP LaserJet P2015n; Сканер: Canon LiDE 220	-
СР	ЧЗЗ	Оборудование 15 ПК-CPU 5000/RAM 2Gb/HDD (Монитор TFT 19 LG 1953S-SF);принтер HP LaserJet P3005	-

Приложение 1

ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

1. Описание фонда оценочных средств (паспорт)

№ компе-тенции	Элемент компетенции	Раздел	Тема	ФОС
1	2	3	4	6
ОК-7	Способность к самореализации и самообразованию.	**1.** Первый закон термодинамики	1. Техническая термодинамика как теоретическая основа теплоэнергетики. Предмет и метод термодинамики. 2. Первый закон термодинамики как закон сохранения энергии. 3. Теплота, опыт Джоуля, эквивалентность теплоты и работы. 4. Аналитическое выражение первого закона термодинамики через внутреннюю энергию. Формулировки первого закона термодинамики. 5. Теплота как функция процесса. 6. Вечный двигатель первого рода. 7. Энтальпия как функция состояния. Аналитическое выражение первого закона термодинамики через энтальпию.	Вопросы к экзамену 1.1, 1.4, 1.6, 1.7 Практические занятия №1, №2, №3
		2. Второй закон термодинамики	8. Обратимые и необратимые процессы. Формулировки второго закона. 9. Обратимость и производство работы (полезная работа, максимально полезная работа системы, тепла). 10. Энтропия. Энтропийный метод расчета потерь работоспособности. 11. Метод КПД в анализе необратимых циклов. Сравнительный анализ методов. 12. Основные математические методы. Соотношения Максвелла. 13. Частные производные внутренней эксергии, энтропии, энтальпии, теплоемкости.	Вопросы к экзамену 2.1, 2.5, 2.6 Типовые задания (тесты)
		3. Реальные газы	14. Закрытые и открытые системы, химический потенциал и	Вопросы к экзамену 3.3

			его свойства для характеристики открытых систем.	Практическое занятие №6 Типовые задания (тесты)
		4. Водяной пар	15. Влажный воздух - основные понятия. 16. Влагосодержание, абсолютная и относительная влажность, степень насыщения, точка росы. 17. Энтальпия влажного воздуха. Температура мокрого термометра, психрометр. 18. H, d - диаграмма, процессы во влажном воздухе.	Вопросы к экзамену 4.4, 4.5 Практические занятия №7, №8 Типовые задания (тесты)
		5. Термодинамические свойства реальных газов	19. Условия термодинамической устойчивости. Устойчивость фаз. 20. Условия фазового равновесия. Правило фаз Гиббса. 21. Фазовые переходы первого и второго рода. Фазовая P,T - диаграмма, характеристика точки фазовой диаграммы. 22. Свойства веществ на линии фазовых переходов. Двухфазные системы. 23. Уравнение Ван-дер-Ваальса. Вириальная форма уравнения состояния.	Вопросы к экзамену 5.1, 5.2,5.4 Практическое занятие №9 Типовые задания (тесты)
		7. Таблицы термодинамических свойств веществ. Истечения из сопел; дросселирование	24. Процесс дросселирования. Дифференциальный дроссель-эффект, температура инверсии, кривая инверсии. 25. Физическая сущность эффекта Джоуля-Томсона. Интегральный дроссель-эффект. 26. Адиабатное расширение реального газа. Потери эксергии в процессе адиабатного расширения. 27. Потери эксергии при дросселировании. Расчет процесса дросселирования водяного пара в h,S - диаграмме. 28. Переход через скорость звука, число Маха. Комбинированное сопло Лаваля. 29. Истечение реальных газов и паров. Расчет истечения с помощью h,S - диаграммы. Истечение с учетом необратимости.	Вопросы к экзамену 7.2,7.3,7.7 Практическое занятие №10
		8. Циклы паротурбинных установок	30. Основные положения и принцип действия. Цикл установки (цикл Ренкина). 31. Цикл с насыщенным паром, представление цикла в P,V и T,S - диаграммах. 32. Цикл с перегретым паром, представленный в P,V и T,S -	Вопросы к экзамену 8.1-8.4 Практическое занятие №11 Типовые задания (тесты, контрольная работа)

			диаграммах. 33. Анализ циклов с насыщенным и перегретым паром.	
		9. Тепловой и энергетический балансы паротурбинной установки	34. Регенеративные циклы. 35. Схема регенеративного подогрева с отводом пара. Изображение цикла в T,S - диаграмме. 36. Термический КПД регенеративного цикла. 37. Основы теплофикации. Комбинированные циклы. Преимущества и недостатки водяного пара как рабочего тела. 38. Бинарный цикл и его КПД. Схема бинарной ПТУ.	Вопросы к экзамену 9.2,9.3 Практические занятия №11, №12 Типовые задания (тесты, контрольная работа)
		10. Газовые циклы	39. Термический КПД идеального цикла. Действительный цикл и его КПД. 40. Методы повышения КПД циклов ГТУ. 41. Цикл с регенерацией и изобарный подвод тепла (адиабатное и изотермическое сжатие).	Вопросы к экзамену 10.3, 10.4 Практическое занятие № 13 Типовые задания (контрольная работа)
		11. Схемы, циклы и термический КПД двигателей и холодильных установок	42. Методы повышения КПД циклов - регенерация, ступенчатый подвод тепла, ступенчатый отвод тепла. 43. Работа одноступенчатого компрессора. 44. Индикаторная диаграмма. 45. Изотермическое, адиабатное, политропное сжатие. 46. Принцип применения многоступенчатого компрессора. 47. Изображение в P,V и T,S - диаграммах процессов в компрессоре. Необратимое сжатие. 48. Термодинамические свойства рабочих тел парокомпрессионных холодильных установок. Схема, цикл и холодильный коэффициент парокомпрессионной установки. 49. Цикл пароэжекторной установки. Схема и принцип работы абсорбционной установки. 50. Цикл теплового насоса термотрансформатора. Методы сжижения газов.	Вопросы к экзамену 11.3-11.5, 11.9-11.11 Практические занятия №14, №15 Типовые задания (тесты, контрольная работа)
		12. Эксергетический анализ циклов	51. Эксергия как мера работоспособности. Эксергия потока и тепла. Эксергия неподвижного рабочего тела. 52. Эксергетические диаграммы. Эксергетический КПД. Эксергетический метод расчета потерь. 53. Формула Гюи-Стодолы. Понятия эксергии и анергии.	Вопросы к экзамену 12.1-12.3 Типовые задания (тесты, контрольная работа)

		13. Основы химической термодинамики; Основы термодинамики необратимых процессов	54. Правило смешения и прямая смешения. 55. Фазовые диаграммы T-N, P-N и P,T. 56. Положение кривых конденсации и кипения при различных давлениях. 57. Азеотропные растворы. Расчет фазовых равновесий. Коэффициенты активности компонентов. 58. Построение h-N и S-N - диаграмм раствора. 59. Термодинамические процессы с растворами (изобарные, адиабатного дросселирования, непрерывного парообразования, абсорбции и др.). 60. Первый закон термодинамики в термохимии. Тепловой эффект реакции. Закон Гесса и его следствия. 61. Зависимость теплового эффекта реакции от температуры. Стандартный тепловой эффект. 62. Второй закон термодинамики в термохимии. Закон действующих масс. 63. Константа равновесия. Степень диссоциации.	Вопросы к экзамену 13.3-13.5, 13.7-13.9 Типовые задания (тесты, контрольная работа)
ОПК-1	Способность осуществлять поиск, хранение, обработку и анализ информации из различных источников и баз данных, представлять её в требуемом формате с использованием информационных, компьютерных и се-	1. Первый закон термодинамики	64. Термодинамическая система и окружающая среда. 65. Равновесные и неравновесные состояния. Параметры состояния. 66. Уравнение состояния, термодинамическая поверхность. 67. Понятие теплового равновесия, первый закон термодинамики. 68. Потенциалы и координаты термодинамических взаимодействий. Температура, энтропия. 69. Соотношения между единицами работы и тепла. Работа расширения как функция процесса. 70. Внутренняя энергия как функция состояния. Понятие полного и не-полного дифференциалов. 71. Понятие идеального газа. Термическое уравнение состояния идеального газа. Закон Авогадро и его следствия. 72. Уравнение Менделеева-Клапейрона. Теплоемкость, истинная и средняя теплоемкость, Cp и Cv. Формула Майера. 73. Молекулярно-кинетическая и квантовая теория теплоемко-	Вопросы к экзамену 1.2, 1.3, 1.5, 1.8-1.10 Практические занятия №1, №2, №3

	тевых технологий.		сти. 74. Основные термодинамические процессы идеальных газов (изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный). 75. Политропные процессы и их анализ. Таблицы термических и калорических свойств идеальных газов.	
		2. Второй закон термодинамики	76. Термодинамические циклы. 77. Термический КПД и холодильный коэффициент. 78. Прямые и обратные циклы. Цикл Карно и его термический КПД. Теорема Карно. 79. Энтропия, интеграл Клаузиуса. 80. T-S - диаграмма и ее свойства. Термодинамические циклы в T,S - диаграмме. 81. Таблицы энтропии идеальных газов. Изменение энтропии в необратимых процессах. 82. Объединенное уравнение первого и второго законов для обратимых и необратимых процессов. 83. Основные математические методы. 84. Соотношения Максвелла. Частные производные внутренней эксергии, энтропии, энтальпии, теплоемкости.	Вопросы к экзамену 2.2-2.4 Практические занятия №4, №5 Типовые задания (тесты)
		3. Реальные газы	85. Гомогенные и гетерогенные системы. Понятие стабильного, лабильного метастабильного состояний. 86. Термодинамические условия равновесия при различных условиях взаимодействий системы с окружающей средой. Характеристические функции и взаимосвязь между ними.	Вопросы к экзамену 3.1-3.2 Практическое занятие №6 Типовые задания (тесты)
		4. Водяной пар	87. Основные понятия и определения (парообразование, испарение, кипение, конденсация, сублимация, десублимация). 88. Насыщенная жидкость, влажный пар, сухой насыщенный пар, перегретый пар, степень сухости. 89. Закон Дальтона, способы заданий состава смеси. Уравнение состояния смеси идеальных газов. Средняя молекулярная масса газовой смеси.	Вопросы к экзамену 4.1-4.3 Практические занятия №7, №8 Типовые задания (тесты)
		5. Термодинамические свойства реальных газов	1. Аномалия в поведении веществ. Уравнение Клапейрона-Клаузиуса. 2. Теплота фазового перехода. Фазовые переходы, "жидкость-	Вопросы к экзамену 5.3, 5.5 Практическое занятие №9 Типовые задания (тесты)

			пар", "твердое тело-жидкость", "твердое тело-пар". 3. Изображение кривых фазовых равновесий двух и трехфазных областей в P-V; T-V; T-S диаграммах. 4. P,V,P - зависимость реальных газов. 5. Коэффициент сжимаемости. Метод термодинамического подобия. 6. Особенности P-V - диаграммы водяного пара. 7. Удельный объем, энтальпия, энтропия воды, влажного, сухого, насыщенного и перегретого пара.	
		6. PV - диаграмма	95. Особенности P-V - диаграммы водяного пара. 96. Удельный объем, энтальпия, энтропия воды, влажного, сухого, насыщенного и перегретого пара.	Вопросы к экзамену 6.1-6.2 Типовые задания (тесты)
		7. Таблицы термодинамических свойств веществ. Истечения из сопел; дросселирование	97. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. T-S; h-S -диаграммы воды и водяного пара. 98. Основные уравнения истечения. Уравнение сплошности, движения, уравнение состояния. Уравнение первого закона для потока. 99. Адиабатное течение, располагаемая работа. Скорость звука. 100.Сопла, изменение скорости течения вдоль сопла. Истечение из суживающегося сопла. 101.Расход газа при истечении из суживающегося сопла, максимальный расход, критическая скорость, скорость звука. 102.Зависимость скорости и расхода от отношения начального и конечного давлений.	Вопросы к экзамену 7.1,7.4-7.6 Практическое занятие №10
		9. Тепловой и энергетический балансы паротурбинной установки	103.Анализ цикла Ренкина с учетом необратимых потерь. КПД паротурбинной установки. Удельные расходы пара и тепла. 104.Парогазовые циклы, их термический КПД. 105.Циклы АЭС. Свойства теплоносителей АЭС. 106.Цикл насыщенного пара. Циклы для высокотемпературных установок.	Вопросы к экзамену 9.1,9.4,9.5 Практические занятия №11, №12 Типовые задания (тесты, контрольная работа)
		10. Газовые циклы	107.Газотурбинные установки - общие принципы действия. 108.Цикл с изобарным подводом тепла (адиабатное и изотермическое сжатие).	Вопросы к экзамену 10.1,10.2, 10.5,10.6 Практическое занятие № 13

			109.Многоступенчатое сжатие и многоступенчатый подвод тепла. 110.Цикл с изохорным подводом тепла. Замкнутые циклы, рабочие тела замкнутых систем ГТУ.	Типовые задания (контрольная работа)
		11. Схемы, циклы и термический КПД двигателей и холодильных установок	111.Прямые и обратные циклы. Понятие горячего и холодного источника. 112.Обратимые циклы. Среднетермодинамическая температура подвода и отвода тепла в цикле. 113.Обратимые циклы, внешняя и внутренняя необратимость. Внутренний КПД цикла. 114.Центробежный компрессор. Поршневые двигатели внутреннего сгорания, общие принципы действия. Индикаторная диаграмма. 115.Циклы с изохорным, изобарным, смешанным подводом тепла. Анализ КПД циклов по средним температурам подвода и отвода тепла. 116.Обратный цикл Карно, холодильный коэффициент. Схема и цикл воздушной холодильной установки.	Вопросы к экзамену 11.1,11.2, 11.6-11.8 Практические занятия №14, №15 Типовые задания (тесты, контрольная работа)
		13.Основы химической термодинамики; Основы термодинамики необратимых процессов	117.Два способа расчета термодинамических свойств гомогенных бинарных растворов. 118.Растворимость и зона несмесимости. Объемные и тепловые эффекты растворения. 119.Комбинированные процессы (дистилляция с дефлегмацией, ректификация). Расчеты процессов по диаграммам h-N и S-N. 120.Термодинамические свойства диссоциирующих газов. Свободная энергия и изобарный потенциал. Химический потенциал. 121.Уравнение максимальной работы Гиббса-Гельмгольца. Константа равновесия и максимальная работа реакции. Зависимость константы равновесия от давления и температуры. 122.Влияние температуры на скорость химической реакции. Абсолютная энтропия. Стандартные значения термодинамических функций веществ.	Вопросы к экзамену 13.1,13.2,13.6, 13.10-13.12 Типовые задания (тесты, контрольная работа)

2. Экзаменационные вопросы

№ п/п	Компетенция		ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЕ ВОПРОСЫ	№ и наименование раздела
	Код	Определение		
1	2	3	4	5
1.	ОК-7	Способность к самореализации и самообразованию.	**1.** Техническая термодинамика как теоретическая основа теплоэнергетики. Предмет и метод термодинамики. **2.** Первый закон термодинамики как закон сохранения энергии. **3.** Теплота, опыт Джоуля, эквивалентность теплоты и работы. **4.** Аналитическое выражение первого закона термодинамики через внутреннюю энергию. Формулировки первого закона термодинамики. **5.** Теплота как функция процесса. **6.** Вечный двигатель первого рода. **7.** Энтальпия как функция состояния. Аналитическое выражение первого закона термодинамики через энтальпию.	**1.** Первый закон термодинамики
			8. Обратимые и необратимые процессы. Формулировки второго закона. **9.** Обратимость и производство работы (полезная работа, максимально полезная работа системы, тепла). **10.** Энтропия. Энтропийный метод расчета потерь работоспособности. **11.** Метод КПД в анализе необратимых циклов. Сравнительный анализ методов. **12.** Основные математические методы. Соотношения Максвелла. **13.** Частные производные внутренней эксергии, энтропии, энтальпии, теплоемкости.	**2.** Второй закон термодинамики
			14. Закрытые и открытые системы, химический потенциал и его свойства для характеристики открытых систем.	**3.** Реальные газы
			15. Влажный воздух - основные понятия. **16.** Влагосодержание, абсолютная и относительная влажность, степень насыщения, точка росы. **17.** Энтальпия влажного воздуха. Температура мокрого термометра, психрометр. **18.** H, d - диаграмма, процессы во влажном воздухе.	**4.** Водяной пар
			19. Условия термодинамической устойчивости. Устойчивость фаз. **20.** Условия фазового равновесия. Правило фаз Гиббса. **21.** Фазовые переходы первого и второго рода. Фазовая P,T - диаграмма, характеристика точки фазовой диаграммы. **22.** Свойства веществ на линии фазовых переходов. Двухфазные системы. **23.** Уравнение Ван-дер-Ваальса. Вириальная форма уравнения состояния.	**5.** Термодинамические свойства реальных газов

			24. Процесс дросселирования. Дифференциальный дроссель-эффект, температура инверсии, кривая инверсии. **25.** Физическая сущность эффекта Джоуля-Томсона. Интегральный дроссель-эффект. **26.** Адиабатное расширение реального газа. Потери эксергии в процессе адиабатного расширения. **27.** Потери эксергии при дросселировании. Расчет процесса дросселирования водяного пара в h,S - диаграмме. **28.** Переход через скорость звука, число Маха. Комбинированное сопло Лаваля. **29.** Истечение реальных газов и паров. Расчет истечения с помощью h,S - диаграммы. Истечение с учетом необратимости.	**7.** Таблицы термодинамических свойств веществ. Истечения из сопел; дросселирование
			30. Основные положения и принцип действия. Цикл установки (цикл Ренкина). **31.** Цикл с насыщенным паром, представление цикла в P,V и T,S - диаграммах. **32.** Цикл с перегретым паром, представленный в P,V и T,S - диаграммах. **33.** Анализ циклов с насыщенным и перегретым паром.	**8.** Циклы паротурбинных установок
			34. Регенеративные циклы. **35.** Схема регенеративного подогрева с отводом пара. Изображение цикла в T,S - диаграмме. **36.** Термический КПД регенеративного цикла. **37.** Основы теплофикации. Комбинированные циклы. Преимущества и недостатки водяного пара как рабочего тела. **38.** Бинарный цикл и его КПД. Схема бинарной ПТУ.	**9.** Тепловой и энергетический балансы паротурбинной установки
			39. Термический КПД идеального цикла. Действительный цикл и его КПД. **40.** Методы повышения КПД циклов ГТУ. **41.** Цикл с регенерацией и изобарный подвод тепла (адиабатное и изотермическое сжатие).	**10.** Газовые циклы
			42. Методы повышения КПД циклов - регенерация, ступенчатый подвод тепла, ступенчатый отвод тепла. **43.** Работа одноступенчатого компрессора. **44.** Индикаторная диаграмма. **45.** Изотермическое, адиабатное, политропное сжатие. **46.** Принцип применения многоступенчатого компрессора. **47.** Изображение в P,V и T,S - диаграммах процессов в компрессоре. Необратимое сжатие. **48.** Термодинамические свойства рабочих тел парокомпрессионных холо-	**11.** Схемы, циклы и термический КПД двигателей и холодильных установок

			дильных установок. Схема, цикл и холодильный коэффициент парокомпрессионной установки. **49.** Цикл пароэжекторной установки. Схема и принцип работы абсорбционной установки. **50.** Цикл теплового насоса термотрансформатора. Методы сжижения газов.	
			51. Эксергия как мера работоспособности. Эксергия потока и тепла. Эксергия неподвижного рабочего тела. **52.** Эксергетические диаграммы. Эксергетический КПД. Эксергетический метод расчета потерь. **53.** Формула Гюи-Стодолы. Понятия эксергии и анергии.	**12.** Эксергетический анализ циклов
			54. Правило смешения и прямая смешения. **55.** Фазовые диаграммы T-N, P-N и P,T. **56.** Положение кривых конденсации и кипения при различных давлениях. **57.** Азеотропные растворы. Расчет фазовых равновесий. Коэффициенты активности компонентов. **58.** Построение h-N и S-N - диаграмм раствора. **59.** Термодинамические процессы с растворами (изобарные, адиабатного дросселирования, непрерывного парообразования, абсорбции и др.). **60.** Первый закон термодинамики в термохимии. Тепловой эффект реакции. Закон Гесса и его следствия. **61.** Зависимость теплового эффекта реакции от температуры. Стандартный тепловой эффект. **62.** Второй закон термодинамики в термохимии. Закон действующих масс. **63.** Константа равновесия. Степень диссоциации.	**13.** Основы химической термодинамики; Основы термодинамики необратимых процессов
2.	ОПК-1	Способность осуществлять поиск, хранение, обработку и анализ информации из различных источников и баз данных, представлять её в требуемом формате с использованием ин-	**64.** Термодинамическая система и окружающая среда. **65.** Равновесные и неравновесные состояния. Параметры состояния. **66.** Уравнение состояния, термодинамическая поверхность. **67.** Понятие теплового равновесия, первый закон термодинамики. **68.** Потенциалы и координаты термодинамических взаимодействий. Температура, энтропия. **69.** Соотношения между единицами работы и тепла. Работа расширения как функция процесса. **70.** Внутренняя энергия как функция состояния. Понятие полного и неполного дифференциалов. **71.** Понятие идеального газа. Термическое уравнение состояния идеального газа. Закон Авогадро и его следствия. **72.** Уравнение Менделеева-Клапейрона. Теплоемкость, истинная и средняя теплоемкость, Cp и Cv. Формула Майера.	**1.** Первый закон термодинамики

		формационных, компьютерных и сетевых технологий.	**73.** Молекулярно-кинетическая и квантовая теория теплоемкости. **74.** Основные термодинамические процессы идеальных газов (изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный). **75.** Политропные процессы и их анализ. Таблицы термических и калорических свойств идеальных газов.	
			76. Термодинамические циклы. **77.** Термический КПД и холодильный коэффициент. **78.** Прямые и обратные циклы. Цикл Карно и его термический КПД. Теорема Карно. **79.** Энтропия, интеграл Клаузиуса. **80.** T-S - диаграмма и ее свойства. Термодинамические циклы в T,S - диаграмме. **81.** Таблицы энтропии идеальных газов. Изменение энтропии в необратимых процессах. **82.** Объединенное уравнение первого и второго законов для обратимых и необратимых процессов. **83.** Основные математические методы. **84.** Соотношения Максвелла. Частные производные внутренней эксергии, энтропии, энтальпии, теплоемкости.	**3.** Второй закон термодинамики
			85. Гомогенные и гетерогенные системы. Понятие стабильного, лабильного метастабильного состояний. **86.** Термодинамические условия равновесия при различных условиях взаимодействий системы с окружающей средой. Характеристические функции и взаимосвязь между ними.	**4.** Реальные газы
			87. Основные понятия и определения (парообразование, испарение, кипение, конденсация, сублимация, десублимация). **88.** Насыщенная жидкость, влажный пар, сухой насыщенный пар, перегретый пар, степень сухости. **89.** Закон Дальтона, способы заданий состава смеси. Уравнение состояния смеси идеальных газов. Средняя молекулярная масса газовой смеси.	**5.** Водяной пар
			90. Аномалия в поведении веществ. Уравнение Клапейрона-Клаузиуса. **91.** Теплота фазового перехода. Фазовые переходы, "жидкость-пар", "твердое тело-жидкость", "твердое тело-пар". **92.** Изображение кривых фазовых равновесий двух и трехфазных областей в P-V; T-V; T-S диаграммах. **93.** P,V,P - зависимость реальных газов. **94.** Коэффициент сжимаемости. Метод термодинамического подобия.	**6.** Термодинамические свойства реальных газов
			95. Особенности P-V - диаграммы водяного пара. **96.** Удельный объем, энтальпия, энтропия воды, влажного, сухого, насы-	**7.** PV - диаграмма

			щенного и перегретого пара.	
			97. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. T-S; h-S - диаграммы воды и водяного пара. **98.** Основные уравнения истечения. Уравнение сплошности, движения, уравнение состояния. Уравнение первого закона для потока. **99.** Адиабатное течение, располагаемая работа. Скорость звука. **100.** Сопла, изменение скорости течения вдоль сопла. Истечение из суживающегося сопла. **101.** Расход газа при истечении из суживающегося сопла, максимальный расход, критическая скорость, скорость звука. **102.** Зависимость скорости и расхода от отношения начального и конечного давлений.	**8.** Таблицы термодинамических свойств веществ. Истечения из сопел; дросселирование
			103. Анализ цикла Ренкина с учетом необратимых потерь. КПД паротурбинной установки. Удельные расходы пара и тепла. **104.** Парогазовые циклы, их термический КПД. **105.** Циклы АЭС. Свойства теплоносителей АЭС. **106.** Цикл насыщенного пара. Циклы для высокотемпературных установок.	**9.**Тепловой и энергетический балансы паротурбинной установки
			107. Газотурбинные установки - общие принципы действия. **108.** Цикл с изобарным подводом тепла (адиабатное и изотермическое сжатие). **109.** Многоступенчатое сжатие и многоступенчатый подвод тепла. **110.** Цикл с изохорным подводом тепла. Замкнутые циклы, рабочие тела замкнутых систем ГТУ.	**10.**Газовые циклы
			111. Прямые и обратные циклы. Понятие горячего и холодного источника. **112.** Обратимые циклы. Среднетермодинамическая температура подвода и отвода тепла в цикле. **113.** Обратимые циклы, внешняя и внутренняя необратимость. Внутренний КПД цикла. **114.** Центробежный компрессор. Поршневые двигатели внутреннего сгорания, общие принципы действия. Индикаторная диаграмма. **115.** Циклы с изохорным, изобарным, смешанным подводом тепла. Анализ КПД циклов по средним температурам подвода и отвода тепла. **116.** Обратный цикл Карно, холодильный коэффициент. Схема и цикл воздушной холодильной установки.	**11.**Схемы, циклы и термический КПД двигателей и холодильных установок
			117. Два способа расчета термодинамических свойств гомогенных бинарных растворов. **118.** Растворимость и зона несмесимости. Объемные и тепловые эффекты	**13.**Основы химической термодинамики; Основы термодинамики необратимых процессов

			растворения. **119.** Комбинированные процессы (дистилляция с дефлегмацией, ректификация). Расчеты процессов по диаграммам h-N и S-N. **120.** Термодинамические свойства диссоциирующих газов. Свободная энергия и изобарный потенциал. Химический потенциал. **121.** Уравнение максимальной работы Гиббса-Гельмгольца. Константа равновесия и максимальная работа реакции. Зависимость константы равновесия от давления и температуры. **122.** Влияние температуры на скорость химической реакции. Абсолютная энтропия. Стандартные значения термодинамических функций веществ.	

2. Описание показателей и критериев оценивания компетенций

Показатели	Оценка	Критерии
Знать (ОК-7): - источники информации для самообразования в рамках выбранного направления. (ОПК-1)*:* - сущность и значение информации. Основные процессы, происходящие с информацией. **Уметь** (ОК-7): - организовать процесс самообразования. (ОПК-1)*:* - использовать основные методы преобразования и хранения информации. **Владеть** (ОК-7): - методами самоорганизации; - навыками применения средств самообразования и самоорганизации в профессиональной деятельности. (ОПК-1)*:* - основными требованиями информационной безопасности.	**отлично**	Оценка «отлично» выставляется в случае, если обучающийся демонстрирует: - знания: основных источники информации для самообразования в рамках выбранного направления; правила экологической безопасности на производстве; основных приборов и схемы для измерения теплоэнергетических величин; типы и устройство промышленных теплоэнергетических установок. - умения: организовать процесс самообразования; применять методы и средства самоорганизации и самообразования; планировать экозащитные мероприятия и мероприятия по энерго- и ресурсосбережению на производстве; составлять энергетический баланс конкретной теплоэнергетической установки; проводить поверочный или конструктивный расчёт теплообменного аппарата и другого оборудования; оценивать технико-экономические характеристики технологического процесса. - владение: методами самоорганизации; навыками применения средств самообразования и самоорганизации в профессиональной деятельности; способностью обеспечивать соблюдение экологической безопасности на производстве и планировать экозащитные мероприятия и мероприятия по энерго- и ресурсосбережению на производстве; простейшими приемами решения типовых теплотехнических задач на применение основных физических законов и численных алгоритмов; навыками чтения технических чертежей и технологических схем оборудования.
	хорошо	Оценка «хорошо» выставляется в случае, если обучающийся демонстрирует: - недостаточно полное знание: основных источники информации для самообразования в рамках выбранного направления; правила экологической безопасности на производстве; основных приборов и схемы для измерения теплоэнергетических величин; типы и устройство промышленных теплоэнергетических установок. - недостаточно полное умение: организовать процесс самообразования; применять методы и средства самоорганизации и самообразования; планировать экозащитные мероприятия и мероприятия по энерго- и ресурсосбережению на производстве; составлять энергетический баланс конкретной теплоэнергетической установки; проводить поверочный или конструктивный расчёт теплообменного аппарата и другого оборудования; оценивать технико-экономические характеристики технологического процесса. - недостаточно полное владение: методами само-

		организации; навыками применения средств самообразования и самоорганизации в профессиональной деятельности; способностью обеспечивать соблюдение экологической безопасности на производстве и планировать экозащитные мероприятия и мероприятия по энерго- и ресурсосбережению на производстве; простейшими приемами решения типовых теплотехнических задач на применение основных физических законов и численных алгоритмов; навыками чтения технических чертежей и технологических схем оборудования.
	удовлетворительно	Оценка «удовлетворительно» выставляется в случае, если обучающийся демонстрирует: - частичное знание: основных источники информации для самообразования в рамках выбранного направления; правила экологической безопасности на производстве; основных приборов и схемы для измерения теплоэнергетических величин; типы и устройство промышленных теплоэнергетических установок. - частичное умение: организовать процесс самообразования; применять методы и средства самоорганизации и самообразования; планировать экозащитные мероприятия и мероприятия по энерго- и ресурсосбережению на производстве; составлять энергетический баланс конкретной теплоэнергетической установки; проводить поверочный или конструктивный расчёт теплообменного аппарата и другого оборудования; оценивать технико-экономические характеристики технологического процесса. - частичное владение: методами самоорганизации; навыками применения средств самообразования и самоорганизации в профессиональной деятельности; способностью обеспечивать соблюдение экологической безопасности на производстве и планировать экозащитные мероприятия и мероприятия по энерго- и ресурсосбережению на производстве; простейшими приемами решения типовых теплотехнических задач на применение основных физических законов и численных алгоритмов; навыками чтения технических чертежей и технологических схем оборудования.
	неудовлетворительно	Оценка «неудовлетворительно» выставляется в случае, если обучающийся демонстрирует: - существенные пробелы в знание: основных источники информации для самообразования в рамках выбранного направления; правила экологической безопасности на производстве; основных приборов и схемы для измерения теплоэнергетических величин; типы и устройство промышленных теплоэнергетических установок. - принципиальные ошибки в умение: организовать процесс самообразования; применять методы и средства самоорганизации и самообразования; планировать экозащитные мероприятия и мероприятия по энерго- и ресурсосбережению на производстве; составлять энергетический баланс кон-

		кретной теплоэнергетической установки; проводить поверочный или конструктивный расчёт теплообменного аппарата и другого оборудования; оценивать технико-экономические характеристики технологического процесса. - невозможность владения: методами самоорганизации; навыками применения средств самообразования и самоорганизации в профессиональной деятельности; способностью обеспечивать соблюдение экологической безопасности на производстве и планировать экозащитные мероприятия и мероприятия по энерго- и ресурсосбережению на производстве; простейшими приемами решения типовых теплотехнических задач на применение основных физических законов и численных алгоритмов; навыками чтения технических чертежей и технологических схем оборудования.

4. Методические материалы, определяющие процедуры оценивания знаний, умений, навыков и опыта деятельности

Дисциплина техническая термодинамика направлена на получение знаний о фундаментальных законах осуществления тепловых процессов, термодинамических методах анализа замкнутых и разомкнутых теплотехнических процессов разного назначения и выработать практические навыки определения термодинамических характеристик процессов с одно- и двухфазными рабочими телами и теплоносителями постоянного и переменного состава.

Изучение дисциплины техническая термодинамика предусматривает:

- лекции,
- лабораторные работы,
- практические работы,
- контрольную работу,
- самостоятельную работу,
- экзамен.

В ходе освоения раздела 1 «Первый закон термодинамики» студенты должны уяснить: понятия технической термодинамики как теоретической основы теплоэнергетики и предмета, термодинамической системы, теплового равновесия, окружающей среды, полного и неполного дифференциалов, энтальпии, идеального газа, теплоты, работы, теплоемкости, вечного двигателя первого рода; разобрать методы термодинамики, параметры состояния и уравнение состояния, первый закон термодинамики, аналитическое выражение первого закона термодинамики через энтальпию, термическое уравнение состояния идеального газа и ознакомиться формулировкой первого закона термодинамики и основными термодинамическими процессами идеальных газов.

В ходе освоения раздела 2 «Второй закон термодинамики» студенты должны уяснить: понятия обратимых и необратимых процессов, термического КПД и холодильного коэффициента, прямых и обратных циклов, энтропии; разобрать формулировку второго закона, термодинамические циклы, цикл Карно и его термический КПД, теорему Карно и изучить термодинамические циклы в T,S – диаграмме, обратимость и производство работы, энтропийный метод, метод КПД.

В ходе освоения раздела 3 «Реальные газы» студенты должны уяснить следующие понятия: гомогенные и гетерогенные системы, стабильное, лабильное и метастабильное состояния, закрытые и открытые системы; изучить термодинамические условия равновесия, характеристические функции и их взаимосвязь между ними и разобрать химический потенциал и

его свойства для характеристики открытых систем.

В ходе освоения раздела 4 «Водяной пар» студенты должны уяснить следующие понятия: парообразование, испарение, кипение, конденсация, сублимация, десублимация, насыщенная жидкость, влажный пар, сухой насыщенный пар, перегретый пар, степень сухости; изучить закон Дальтона и способы задания состава смеси, уравнение состояния смеси идеальных газов; разобрать основные понятия влажного воздуха , процессы во влажном воздухе и работу с H, d - диаграммой.

В ходе освоения раздела 5 «Термодинамические свойства реальных газов» студенты должны уяснить: условия термодинамической устойчивости, устойчивость фаз, условия фазового равновесия, правило фаз Гиббса, фазовые переходы первого и второго рода, фазовые P,T – диаграммы, уравнение Клапейрона-Клаузиуса, фазовые переходы, изображение кривых фазовых равновесий двух и трехфазных областей в P-V; T-V; T-S диаграммах, понятие двухфазной системы и изучить уравнение Ван-дер-Ваальса, P,V,P - зависимости реальных газов.

В ходе освоения раздела 6 «PV - диаграмма» студенты должны уяснить: особенности P-V - диаграммы водяного пара, понятия удельного объема, энтальпии, энтропии воды, влажного, сухого, насыщенного и перегретого пара.

В ходе освоения раздела 7 «Таблицы термодинамических свойств веществ. Истечения из сопел; дросселирование» студенты должны уяснить и изучить таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара, T-S; h-S -диаграммы воды и водяного пара, понятие дросселирования и процессы дросселирования, понятие эксергии и потери эксергии в процессе адиабатного расширения и при дросселировании, расчет процесса дросселирования водяного пара в h,S – диаграмме и основные уравнения истечения.

В ходе освоения раздела 8 «Циклы паротурбинных установок» студенты должны уяснить: цикл Ренкина, цикл с насыщенным паром, представление цикла в P,V и T,S - диаграммах, цикл с перегретым паром, представленный в P,V и T,S – диаграммах, анализ циклов с насыщенным и перегретым паром.

В ходе освоения раздела 9 «Тепловой и энергетический балансы паротурбинной установки» студенты должны уяснить: анализ цикла Ренкина с учетом необратимых потерь, КПД паротурбинной установки, регенеративные циклы, схему регенеративного подогрева с отводом пара, изображение цикла в T,S – диаграмме, понятие термического КПД регенеративного цикла, основы теплофикации, бинарный цикл и его КПД, схему бинарной ПТУ, парогазовые циклы и их термический КПД, циклы АЭС.

В ходе освоения раздела 10 «Газовые циклы» студенты должны уяснить: понятие газотурбинной установки и общие принципы действия, изучить все основные циклы ГТУ.

В ходе освоения раздела 11 «Схемы, циклы и термический КПД двигателей и холодильных установок» студенты должны уяснить и изучить прямые и обратные циклы, понятие горячего и холодного источника, принцип применения многоступенчатого компрессора и изображение в P,V и T,S - диаграммах процессов в компрессоре, понятия центробежного-компрессора, поршневого двигателя внутреннего сгорания и его общие принципы действия, термодинамические свойства рабочих тел парокомпрессионных холодильных установок, схему, цикл и холодильный коэффициент парокомпрессионной установки, схему и принцип работы абсорбционной установки, цикл теплового насоса термотрансформатора.

В ходе освоения раздела 12 «Эксергетический анализ циклов» студенты должны уяснить: эксергию как меру работоспособности, потока и тепла и неподвижного рабочего тела, эксергетический КПД, эксергетический метод расчета потерь, формулу Гюи-Стодолы, понятия эксергии и анергии.

В ходе освоения раздела 13 «Основы химической термодинамики; Основы термодинамики необратимых процессов» студенты должны уяснить: два способа расчета термодинамических свойств гомогенных бинарных растворов, понятие растворимости и зоны несмесимости; изучить объемные и тепловые эффекты растворения, правило смешения и прямую смешения, фазовые диаграммы T-N, P-N и P,T, понятие азеотропных растворов; ознакомиться с понятием коэффициентов активности компонентов и исследовать построение h-N и S-N - диаграмм раствора, а также термодинамические и комбинированные процессы и рассмот-

реть первый и второй закон термодинамики в термохимии.

При подготовке к экзамену рекомендуется особое внимание уделить следующим вопросам: техническая термодинамика, термодинамическая система, понятие теплоты, понятие работы, понятие теплоемкости, вечный двигатель первого рода, параметры состояния и уравнение состояния, первый закон термодинамики, термическое уравнение состояния идеального газа, основные термодинамические процессы идеальных газов; обратимые и необратимые процессы, термический КПД и холодильный коэффициент, понятие энтропии, цикл Карно и его термический КПД, термодинамические циклы в T,S – диаграмме; гомогенные и гетерогенные системы, закрытые и открытые системы; понятия парообразования, испарения, кипения, конденсации, сублимации, десублимации, насыщенной жидкости влажного пара, сухого насыщенного пара, перегретого пара, степень сухости, уравнение состояния смеси идеальных газов, H, d – диаграмма и построение процессов; условия термодинамической устойчивости, устойчивость фаз, условия фазового равновесия, изображение кривых фазовых равновесий двух и трехфазных областей в P-V; T-V; T-S диаграммах, особенности P-V - диаграммы водяного пара, понятие удельного объема, T-S; h-S -диаграммы воды и водяного пара; понятие дросселирования и процессы дросселирования, понятие эксергии; цикл Ренкина, схема регенеративного подогрева с отводом пара, бинарный цикл и его КПД, схема бинарной ПТУ, понятие газотурбинной установки и общие принципы действия, прямые и обратные циклы; принцип применения многоступенчатого компрессора и изображение в P,V и T,S - диаграммах процессов в компрессоре, термодинамические свойства рабочих тел парокомпрессионных холодильных установок, цикл и холодильный коэффициент парокомпрессионной установки, схема и принцип работы абсорбционной установки, понятия эксергии и анергии, понятие растворимости и зоны несмесимости; термодинамические и комбинированные процессы, первый и второй закон термодинамики в термохимии.

В процессе проведения практических занятий происходит закрепление знаний о системах единиц измерения, переводных соотношениях, свойствах воды и водяного пара. Закрепление понятий о параметрах состояния, теплоемкости, энтальпии и внутренней энергии газов, первом законе термодинамики, теплоты, работы, изменения внутренней энергии, термодинамических процессах, втором законе термодинамики, цикле Карно и его термическом КПД, реальных газах, влажного воздуха, дросселировании газов и паров, циклах паротурбинных установок, комбинированных паро-паровых и паро-газовых циклах, циклах газотурбинных установок, сжатии газа в компрессоре и циклах двигателей внутреннего сгорания Получение знаний построение процессов изменения состояния водяного пара и воды в H-S и T-S - диаграммах и построение процессов во влажном воздухе в H-d – диаграмме.

В процессе проведения лабораторных работ происходит формирование умений и навыков реализации представления об экспериментальном определении газовой постоянной влажного воздуха; основных методах и средствах измерения характеристик термодинамических систем; экспериментальном определении теплоемкости воздуха; процессах и определении основных параметров во влажном воздухе и работы с H-d диаграммой; определении основных параметров циклов паротурбинных установок и представлении цикла в P,V и T,S – диаграммах; исследования процессов сжатия воздуха в поршневом компрессоре и о составление теплового баланса фреоновой холодильной машины/

Работа с литературой является важнейшим элементом в получении знаний по дисциплине. Прежде всего, необходимо воспользоваться списком рекомендуемой по данной дисциплине литературой. Дополнительные сведения по изучаемым темам можно найти в периодической печати и Интернете.

Предусмотрено проведение аудиторных занятий (в виде презентаций) в сочетании с внеаудиторной работой.

Приложение 2

АННОТАЦИЯ
рабочей программы дисциплины
Техническая термодинамика

1. Цель и задачи дисциплины

Целью изучения дисциплины является: дать студентам знания о фундаментальных законах осуществления тепловых процессов, термодинамических методах анализа замкнутых и разомкнутых теплотехнических процессов разного назначения и выработать практические навыки определения термодинамических характеристик процессов с одно- и двухфазными рабочими телами и теплоносителями постоянного и переменного состава.

Задачей изучения дисциплины является: на примерах математических понятий продемонстрировать обучающимся действие основных законов термодинамики, без которых не представляется разработка, эксплуатация и совершенствование различных теплотехнических устройств и установок.

2. Структура дисциплины

2.1 Распределение трудоемкости по отдельным видам учебных занятий, включая самостоятельную работу: Лк – 70 час., ЛР – 51 час., ПЗ - 18 часов, СР– 149 час.,

Общая трудоемкость дисциплины составляет 324 часов, 9 зачетных единиц.

2.2 Основные разделы дисциплины:

1 - Первый закон термодинамики
2 - Второй закон термодинамики
3 - Реальные газы
4 - Водяной пар
5 - Термодинамические свойства реальных газов
6 - РУ- диаграмма
7 - Таблицы термодинамических свойств веществ. Истечения из сопел; дросселирование
8 - Циклы паротурбинных установок
9 - Тепловой и энергетический балансы паротурбинной установки
10 - Газовые циклы
11 - Схемы, циклы и термический КПД двигателей и холодильных установок
12 - Эксергетический анализ циклов
13 - Основы химической термодинамики; Основы термодинамики необратимых процессов

3. Планируемые результаты обучения (перечень компетенций)

Процесс изучения дисциплины направлен на формирование следующих компетенций:

ОК-7 - способность к самоорганизации и самообразованию;

ОПК-1 - способностью осуществлять поиск, хранение, обработку и анализ информации из различных источников и баз данных, представлять ее в требуемом формате с использованием информационных, компьютерных и сетевых технологий

4. Вид промежуточной аттестации: зачёт/экзамен.

Приложение 3

Протокол о дополнениях и изменениях в рабочей программе
на 20___-20___ учебный год

1. В рабочую программу по дисциплине вносятся следующие дополнения:

_____

_____

2. В рабочую программу по дисциплине вносятся следующие изменения:

_____

_____

_____

Протокол заседания кафедры №____ от «___» _____ 20 ____ г.,
(разработчик)

Заведующий кафедрой _____ _____
(подпись) *(Ф.И.О.)*

Программа составлена в соответствии с федеральным государственным образовательным стандартом высшего образования по направлению подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника от «01» октября 2015г. № 1081.

для набора 2014 года: и учебным планом ФГБОУ ВО «БрГУ» для заочной формы обучения от «03» июля 2018 г. № 413

для набора 2015 года: и учебным планом ФГБОУ ВО «БрГУ» для очной формы обучения от «04» декабря 2015 г. №771 , заочной формы обучения от «04» декабря 2015 г. №771

для набора 2016 года: и учебным планом ФГБОУ ВО «БрГУ» для очной формы обучения от «06» июня 2016 г. №429 , заочной формы обучения от «06» июня 2016 г. №429 для заочной формы (ускоренного обучения) от «06» июня 2016 г. № 429

для набора 2017 года: и учебным планом ФГБОУ ВО «БрГУ» для очной формы обучения от «06» марта 2017 г. №125 , заочной формы обучения от «06» марта 2017 г. №125 для заочной формы (ускоренного обучения) от «04» апреля 2017 г. №203

для набора 2018 года и учебным планом ФГБОУ ВО «БрГУ» для очной формы обучения от «12» марта 2018 г. №130 , заочной формы обучения от «12» марта 2018 г. №130

Программу составил:

Федяев А.А., д.т.н., профессор каф. ПТЭ _____

Рабочая программа рассмотрена и утверждена на заседании кафедры ПТЭ

от «13» __декабря___ 2018 г., протокол № 4

Заведующий кафедрой ПТЭ _____ Федяев А.А.

СОГЛАСОВАНО:

Заведующий выпускающей кафедрой ПТЭ _____ Федяев А.А.

Директор библиотеки _____ Т.Ф. Сотник

Рабочая программа одобрена методической комиссией факультета ЭиА

от «28» __декабря_____ 2018 г., протокол № 5

Председатель методической комиссии факультета ЭиА_____ А.Д.Ульянов

СОГЛАСОВАНО:

Начальник
учебно-методического управления _____ Г.П. Нежевец

Регистрационный №_____