

**Поволжский Государственный технологический
университет
Волжский филиал**

**Кафедра естественных, социально-экономических и
общетехнических дисциплин**

Преподаватель: доцент, к.т.н. Ю.А.Борисов

**ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА
И ТЕПЛОТЕХНИКА**

(Курс лекций, 4 семестр, 34 часа)

Волжск. 2012

Содержание лекций		стр.
Лекция №1 (2 ч.)	Раздел I. Техническая термодинамика.	4
	Тема1. Введение. Основные понятия и определения.	4
	1.1. Введение.	4
	1.2. Термодинамическая система.	5
	1.3. Параметры состояния.	5
	1.4. Уравнение состояния и термодинамический процесс.	6
	Тема 2. Первый закон термодинамики	6
	2.1. Теплота и работа.	6
	2.2. Внутренняя энергия.	7
	2.3. Первый закон термодинамики.	7
	2.4. Теплоемкость газа.	8
Лекция №2 (2 ч.)	2.5. Универсальное уравнение состояния идеального газа.	8
	2.6. Смесь идеальных газов.	9
	Тема 3. Второй закон термодинамики.	10
	3.1. Основные положения второго закона термодинамики.	10
	3.2. Энтропия.	10
	3.3. Цикл и теоремы Карно.	11
Лекция №3 (2 ч.)	Тема 4. Термодинамические процессы.	12
	4.1. Метод исследования термодинамических процессов.	12
	4.2. Изопроецессы идеального газа.	13
	4.3. Политропный процесс.	14
	4.4. Интеграл Клаузиуса.	15
Лекция №4 (2 ч.)	Тема 5. Термодинамика потока.	18
	5.1. Первый закон термодинамики для потока.	18
	5.2. Критическое давление и скорость. Сопло Лаваля.	19
	5.3. Дросселирование.	20
	Тема 6. Реальные газы. Водяной пар. Влажный воздух.	21
	6.1. Свойства реальных газов.	21
	6.2. Уравнение состояния реального газа.	22
Лекция №5 (2 ч.)	6.3. Понятие о водяном паре.	23
	6.4. Характеристика влажного воздуха.	24
	Тема 7. Термодинамические циклы.	25
	7.1. Циклы паротурбинных установок (ПТУ).	25
	7.2. Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС).	26
	7.3. Циклы газотурбинных установок (ГТУ).	28
Лекция №6 (2 ч.)	Раздел II. Основы теории теплообмена.	29
	Тема 8. Теплообмен.	29
	Тема 9. Виды теплопередачи.	30
	Тема 10. Теплопроводность. Закон Фурье.	32
	Тема 11. Теплоотдача. Конвективный теплообмен.	33
	11.1. Конвективный теплообмен.	33
	11.2. Закон теплоотдачи.	34
	11.3. Теория подобия.	34
	11.4. Основные критерии подобия.	35
Лекция №7 (2 ч.)	Тема 12. Тепловое излучение.	36
	12.1. Общие сведения о тепловом излучении.	36

	12.2. Закон Стефана-Больцмана.	37
	12.3. Взаимный теплообмен.	37
	12.4. Совместная теплоотдача конвекцией и излучением.	38
	Тема 13. Теплопередача.	38
	13.1. Основное уравнение теплопередачи.	38
	13.2. Передача теплоты через стенку, состоящую из двух слоев.	39
	13.3. Передача теплоты в различных теплообменных аппаратах.	40
	13.4. Определение параметров теплоотдачи.	42
Лекция №8 (2 ч.)	Раздел III. Получение тепла.	43
	Тема 14. Энергетическое топливо.	43
	14.1. Состав топлива.	43
	14.2. Характеристика топлива.	44
	14.3. Моторные топлива для поршневых ДВС.	45
Лекция №9 (2ч.)	Тема 15. Сжигание топлива.	45
	Тема 16. Горение топлива.	47
	16.1. Физический процесс горения топлива.	47
	Тема 17. Вопросы экологии при использовании теплоты.	49
	17.1. Токсичные продукты сгорания.	49
	17.2. Воздействия токсичных газов.	51
	17.3. Последствия парникового эффекта	52
	Литература	53

Лекция №1 (2 часа). Раздел I. Техническая термодинамика.

Тема 1. Введение. Основные понятия и определения.

1.1 Введение

Техническая термодинамика – наука, которая изучает методы получения, преобразования, передачи и использования теплоты, а также принципы действия и конструктивные особенности тепловых машин, аппаратов и устройств. Теплота используется во всех областях деятельности человека. Для установления наиболее рациональных способов его использования, анализа экономичности рабочих процессов тепловых установок и создания новых, наиболее совершенных типов тепловых агрегатов необходима разработка теоретических основ теплотехники. Различают два принципиально различных направления использования теплоты – *энергетическое* и *технологическое*. При энергетическом использовании, теплота преобразуется в механическую работу, с помощью которой в генераторах создается электрическая энергия, удобная для передачи на расстояние. Теплоту при этом получают сжиганием топлива в котельных установках или непосредственно в двигателях внутреннего сгорания. При технологическом - теплота используется для направленного изменения свойств различных тел (плавления и отвердевания; изменения структуры, механических, физических, химических свойств). Количество производимых и потребляемых энергоресурсов огромно. По данным Минтопэнерго РФ и фирмы "Shell" [3] динамика производства первичных энергоресурсов даны в таблице 1.1.

Таблица 1.1.

Вид энергоресурсов	Годы				
	1980	1985	1990	1994	1995
Нефть, Мт, в мире	2922	2652	3022	3264	-
Россия	547	542	518	317,8	306,7
Газ, Гм ³ , в мире	1620	1981	2413	2250	-
Россия	252	462	641	607,3	595,4
Уголь, Мт, в мире	3249	3808	3935	4163	-
Россия	391	395	395	270,9	262,2
Э/энергия, ТДж, в мире	10712	11900	16498	18221	-
Россия	596,7	886,5	942,7	890,7	862
Итого, Мтут*, в мире	9451	10231	11692	12277	-
Россия	1430	1690	1430	1391	-

* тут – тонна условного топлива.

Таковыми теоретическими разделами являются техническая термодинамика и теплотехника (ТТиТ), в которых исследуются законы превращения и свойства тепловой энергии и процессы распространения теплоты, т.е. основы теории теплообмена.

Данный курс является общетехнической дисциплиной при подготовке специалистов технической специальности.

1.2. Термодинамическая система.

Техническая термодинамика (т/д) рассматривает закономерности взаимного превращения теплоты в работу. Она устанавливает взаимосвязь между тепловыми, механическими и химическими процессами, которые совершаются в тепловых и холодильных машинах, изучает процессы, происходящие в газах и парах, а также свойства этих тел при различных физических условиях. Термодинамика базируется на двух основных законах (началах) термодинамики: *I закон термодинамики* - закон превращения и сохранения энергии; *II закон термодинамики* - устанавливает условия протекания и направленность макроскопических процессов в системах, состоящих из большого количества частиц. Техническая т/д, применяя основные законы к процессам превращения теплоты в механическую работу и обратно, дает возможность разрабатывать теории тепловых двигателей, исследовать процессы, протекающие в них и т.п. Объектом исследования является *термодинамическая система*, которой могут быть группа тел, тело или часть тела. То что находится вне системы называется *окружающей средой*. Т/д система это совокупность макроскопических тел, обменивающиеся энергией друг с другом и окружающей средой. Например: т/д система – газ, находящейся в цилиндре с поршнем, а окружающая среда – цилиндр, поршень, воздух, стены помещения. *Изолированная система* - т/д система не взаимодействующая с окружающей средой. *Адиабатная (теплоизолированная) система* – система имеет адиабатную оболочку, которая исключает обмен теплотой (теплообмен) с окружающей средой. *Однородная система* – система, имеющая во всех своих частях одинаковый состав и физические свойства. *Гомогенная система* – однородная система по составу и физическому строению, внутри которой нет поверхностей раздела (лед, вода, газы). *Гетерогенная система* – система, состоящая из нескольких гомогенных частей (фаз) с различными физическими свойствами, отделенных одна от другой видимыми поверхностями раздела (лед и вода, вода и пар). В тепловых машинах (двигателях) механическая работа совершается с помощью рабочих тел – газа и пара.

1.3. Параметры состояния.

Величины, которые характеризуют физическое состояние тела называются термодинамическими параметрами состояния. Такими параметрами являются удельный объем, абсолютное давление, абсолютная температура, внутренняя энергия, энтальпия, энтропия, концентрация, теплоемкость и т.д. При отсутствии внешних силовых полей (гравитационного, электромагнитного и др.) термодинамическое состояние однофазного тела можно однозначно определить 3-мя параметрами – уд. объемом (v), температурой (T), давлением (P).

Удельный объем – величина, определяемая отношением объема вещества к его массе.

$$v = V / m, [m^3/kg], (1.1)$$

Плотность вещества – величина, определяемая отношением массы к объему вещества.

$$\rho = m / V [kg/m^3] (1.2),$$

$$v = 1 / \rho ; \rho = 1 / v ; v \cdot \rho = 1 (1.3),$$

Давление – с точки зрения молекулярно-кинетической теории есть средний результат ударов молекул газа, находящихся в непрерывном хаотическом движении, о стенку сосуда, в котором заключен газ.

$$P = F / S ; [Pa] = [N/m^2] (1.4),$$

Внесистемные единицы давления:

$$1 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \text{ Па} = 1 \text{ мм.водн.ст.}$$

$$1 \text{ ат. (техн.атмосфера)} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 98,1 \text{ кПа.}$$

$$1 \text{ атм. (физическая атмосфера)} = 101,325 \text{ кПа} = 760 \text{ мм.рт.ст.}$$

$$1 \text{ ат.} = 0,968 \text{ атм.}$$

1 мм.рт.ст. = 133,32 Па.

1 бар = 0,1 МПа = 100 кПа = 10^5 Па.

Различают *избыточное* и *абсолютное* давление.

Избыточное давление ($P_{и}$) – разность между давлением жидкости или газа и давлением окружающей среды.

Абсолютное давление (P) – давление, отсчитываемое от абсолютного нуля давления или от абсолютного вакуума. Это давление является т/д параметром состояния. Абсолютное давление определяется:

1). При давлении сосуда больше атмосферного:

$$P = P_{и} + P_0 \quad (1.5),$$

2). При давлении сосуда меньше атмосферного:

$$P = P_0 + P_{в} \quad (1.6),$$

где P_0 – атмосферное давление; $P_{в}$ – давление вакуума.

Температура – характеризует степень нагретости тел, представляет собой меру средней кинетической энергии поступательного движения его молекул. Чем больше средняя скорость движения, тем выше температура тела. За т/д параметр состояния системы принимают *термодинамическую температуру* (T), т.е. *абсолютную* температуру. Она всегда положительна, При температуре равной нулю ($T=0$) тепловые движения прекращаются и эта температура является началом отсчета абсолютной температуры.

1.4. Уравнение состояния и термодинамический процесс.

Основные т/д параметры состояния P , v , T однородного тела зависят друг от друга и взаимно связаны между собой определенным математическим уравнением, который называется уравнением состояния:

$$f(P, v, T) = 0 \quad (1.7),$$

Равновесным состоянием называется состояние тела, при котором во всех его точках объема P , v и T и все другие физические свойства одинаковы. Совокупность изменений состояния т/д системы при переходе из одного состояния в другое называется т/д процессом. Т/д процессы бывают равновесные и неравновесные. Если процесс проходит через равновесные состояния, то он называется равновесным. В реальных случаях все процессы являются неравновесными. Если при любом т/д процессе изменение параметра состояния не зависит от вида процесса, а определяется начальным и конечным состоянием, то параметры состояния называются функцией состояния. Такими параметрами являются внутренняя энергия, энтальпия, энтропия и т.д.

Интенсивные параметры – это параметры, не зависящие от массы системы (давление, температура).

Аддитивные (экстенсивные) параметры – параметры, значения которых пропорциональны массе системы (Объем, энергия, энтропия и т.д.).

Тема 2. Первый закон термодинамики.

2.1. Теплота и работа.

Тела, участвующие при протекании т/д процесса обмениваются энергией. Передача энергии от одного тела к другому происходит двумя способами. 1-й способ реализуется при непосредственном контакте тел, имеющих различную температуру, путем обмена кинетической энергией между молекулами соприкасающихся тел либо лучистым переносом внутренней энергии излучающих тел путем э/м волн. При этом энергия передается от более нагретого к менее нагретому. Количество энергии, переданной 1-м способом от одного тела к другому, называется количеством теплоты – Q [Дж], а способ – передача энергии в форме теплоты. 2-й способ связан с наличием силовых полей или внешнего давления. Для передачи энергии этим способом тело должно либо передвигаться в силовом поле, либо изменять свой объем под действием внешнего давления, То есть передачи энергии происходит при

условии перемещения всего тела или его части в пространстве. При этом количество переданной энергии называется работой – L [Дж], а способ передача энергии в форме работы.

Количество энергии, полученное телом в форме работы, называется работой совершенной над телом, а отданную энергию – затраченной телом работой. Количество теплоты, полученное (отданное) телом и работа, совершенная (затраченная) над телом, зависят от условий перехода тела из начального состояния в конечное, т.е. зависят от характера т/д процесса.

2.2. Внутренняя энергия.

В общем случае внутренней энергией называется совокупность всех видов энергий, заключенной в теле или системе тел. Эту энергию можно представить как сумму отдельных видов энергий: кинетической энергии молекул (поступательного и вращательного движения молекул); колебательного движения атомов в самой молекуле; энергии электронов; внутриядерной энергии; энергии взаимодействия между ядром молекулы и электронами; потенциальной энергии молекул. В технической термодинамике рассматриваются только такие процессы, в которых изменяются кинетическая и потенциальная составляющие внутренней энергии. При этом знание абсолютных значений внутренней энергии не требуется. Поэтому внутренней энергией для идеальных газов называют кинетическую энергию движения молекул и энергию колебательных движений атомов в молекуле, а для реальных газов дополнительно включают потенциальную энергию молекул. Внутренняя энергия (U) является функцией двух основных параметров состояния газа, т.е. $U = f(P, T)$, $U = f(v, T)$ $U = f(P, v)$. Каждому состоянию рабочего тела (системы) соответствует вполне определенное значение параметров состояния, то для каждого состояния газа будет характерна своя однозначная, вполне определенная величина внутренней энергии U . То есть U является функцией состояния газа. И разность внутренних энергий для двух каких-либо состояний рабочего тела или системы тел не будет зависеть от пути перехода от первого состояния во второе.

2.3. Первый закон термодинамики.

Первый закон термодинамики является основой термодинамической теории и имеет огромное прикладное значение при исследовании термодинамических процессов. Этот закон является законом сохранения и превращения энергии: *"Энергия не исчезает и не возникает вновь, она лишь переходит из одного вида в другой в различных физических процессах"*. Для термодинамических процессов закон устанавливает взаимосвязь между теплотой, работой и изменением внутренней энергии т/д системы: *"Теплота, подведенная к системе, расходуется на изменение энергии системы и совершение ею работы"*. Уравнение первого закона термодинамики имеет следующий вид:

$$Q = (U_2 - U_1) + L \quad (2.1),$$

где Q - количества теплоты подведенная (отведенная) к системе; L - работа, совершенная системой (над системой); $(U_2 - U_1)$ - изменение внутренней энергии в данном процессе. Если: $Q > 0$ – теплота подводится к системе; $Q < 0$ – теплота отводится от системы; $L > 0$ – работа совершается системой; $L < 0$ – работа совершается над системой. Для единицы массы вещества уравнение первого закона термодинамики имеет вид:

$$q = Q/m = (u_2 - u_1) + l \quad (2.2).$$

В дальнейшем все формулы и уравнения будут даны в основном для единицы массы вещества.

1-й закон т/д указывает, что для получения полезной работы (L) в непрерывно действующем тепловом двигателе надо подводить (затрачивать) теплоту (Q). *"Двигатель, постоянно производящий работу и не потребляющий никакой энергии называется вечным двигателем I рода"*

Из этого можно высказать следующее определение 1-го закона термодинамики:

"Вечный двигатель первого рода невозможен".

2.4. Теплоемкость газа.

Истинная теплоемкость рабочего тела определяется отношением количества подведенной (отведенной) к рабочему телу теплоты в данном т/д процессе к вызванному этим изменениям температуры тела.

$$C = dQ / dT \text{ (Дж /К)} \quad (2.3),$$

Теплоемкость зависит от внешних условий или характера процесса, при котором происходит подвод или отвод теплоты. Различают следующие удельные теплоемкости:

$$\text{массовую} - c = C / m \text{ (Дж/кг)} \quad (2.4),$$

$$\text{молярную} - c_{\mu} = C / \nu \text{ (Дж/моль)} \quad (2.5),$$

где ν - количества вещества (моль) ;

$$\text{объемную} - c' = C / V = c \text{ (Дж/м}^3\text{)} \quad (2.6),$$

где $\rho = m / V$ - плотность вещества.

Связь между этими теплоемкостями:

$$c = c' \cdot \nu = c_{\mu} / \mu ,$$

где $\nu = V/m$ - удельный объем вещества, [м³/кг]; $\mu = m / \nu$ – молярная (молекулярная) масса, [кг/моль].

Теплоемкость газов в большой степени зависит от тех условий, при которых происходит процесс их нагревания или охлаждения. Различают теплоемкости при постоянном давлении (изобарную) и при постоянном объеме (изохорную).

Таким образом различают следующие удельные теплоемкости:

c_p, c_v – массовые изобарная и изохорная теплоемкости;

$c_{p\mu}, c_{v\mu}$ – молярные изобарная и изохорная теплоемкости;

c_p, c_v – объемные изобарная и изохорная теплоемкости.

Между изобарными и изохорными теплоемкостями существует следующая зависимость:

$$c_p - c_v = R \text{ - уравнение Майера (2.7),}$$

$$c_{p\mu} - c_{v\mu} = R_{\mu} \quad (2.8),$$

Теплоемкость зависит от температуры, которые даны в справочных литературах в виде таблицы как средние теплоемкости в интервале температур от 0 до t_x . Для определения средней теплоемкости в интервале температур от t_1 до t_2 можно использовать следующую формулу:

$$c|_{t_1}^{t_2} = (c|_{t_2}^{t_2} t_2 - c|_{t_1}^{t_1} t_1) / (t_2 - t_1) \quad (2.9).$$

Лекция №2 (2 часа).

2.5. Универсальное уравнение состояния идеального газа.

Идеальным газом называется такой газ, у которого отсутствуют силы взаимного притяжения и отталкивания между молекулами и пренебрегают размерами молекул. Все реальные газы при высоких температурах и малых давлениях можно практически считать как идеальные газы. Уравнение состояния как для идеальных, как и для реальных газов описываются тремя параметрами по уравнению (1.7). Уравнение состояния идеального газа можно вывести из молекулярно-кинетической теории или из совместного рассмотрения законов Бойля-Мариотта и Гей-Люссака. Это уравнение было выведено в 1834 г. французским физиком Клапейроном и для 1 кг массы газа имеет вид:

$$P \cdot \nu = R \cdot T \quad (2.10),$$

где: R - газовая постоянная и представляет работу 1 кг газа в процессе при постоянном давлении и при изменении температуры на 1 градус. Уравнение (2.7) называют термическим уравнением состояния или характеристическим уравнением. Для произвольного количества газа массой m уравнение состояния будет:

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (2.11).$$

В 1874 г. Д.И. Менделеев основываясь на законе Дальтона ("В равных объемах разных идеальных газов, находящихся при одинаковых температурах и давлениях, содержится одинаковое количество молекул") предложил универсальное уравнение состояния для 1 кг газа, которую называют уравнением Клапейрона-Менделеева:

$$P \cdot v = R_{\mu} \cdot T / \mu \quad (2.12),$$

где: μ - молярная (молекулярная) масса газа, (кг/моль); $R_{\mu} = 8,31$ Дж/К·моль - универсальная газовая постоянная и представляет работу 1 моль идеального газа в процессе при постоянном давлении и при изменении температуры на 1 градус. Зная R_{μ} можно найти газовую постоянную $R = R_{\mu} / \mu$. Для произвольной массы газа уравнение Клапейрона-Менделеева будет иметь вид:

$$P \cdot V = m \cdot R_{\mu} \cdot T / \mu \quad (2.13).$$

Из уравнения Клапейрона – Менделеева (2.13) для идеального газа в количестве равном одному молю ($\nu = 1$ моль) и нормальных условий: $p_0 = 1,013 \cdot 10^5$ Па (760 мм.рт.ст.), $V_0 = 22,4$, получим $R_{\mu} = 8,31$ Дж/ К·моль.

2.6. Смесь идеальных газов.

Газовой смесью понимается смесь отдельных газов, вступающих между собой ни в какие химические реакции. Каждый газ (компонент) в смеси независимо от других газов полностью сохраняет все свои свойства и ведет себя так, как если бы он один занимал весь объем смеси. *Парциальное давление* – это давление, которое имел бы каждый газ, входящий в состав смеси, если бы этот газ находился один в том же количестве, в том же объеме и при той же температуре, что и в смеси. Газовая смесь подчиняется *закону Дальтона*: \parallel *Общее давление смеси газов равно сумме парциальных давлений отдельных газов, составляющих смесь.*

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n = \sum P_i \quad (2.14),$$

где $P_1, P_2, P_3 \dots P_n$ – парциальные давления.

Состав смеси задается объемными, массовыми и мольными долями, которые определяются соответственно по следующим формулам:

$$r_1 = V_1 / V_{см}; r_2 = V_2 / V_{см}; \dots r_n = V_n / V_{см} \quad (2.15),$$

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

$$r_1 = \nu_1 / \nu_{см}; r_2 = \nu_2 / \nu_{см}; \dots r_n = \nu_n / \nu_{см} \quad (2.17),$$

где $V_1; V_2; \dots V_n; V_{см}$ – объемы компонентов и смеси; $m_1; m_2; \dots m_n; m_{см}$ – массы компонентов и смеси; $\nu_1; \nu_2; \dots \nu_n; \nu_{см}$ – количество вещества (молей) компонентов и смеси.

Для идеального газа по закону Дальтона:

$$r_1 = r_1'; r_2 = r_2'; \dots r_n = r_n' \quad (2.18).$$

Так как $V_1 + V_2 + \dots + V_n = V_{см}$ и $m_1 + m_2 + \dots + m_n = m_{см}$,

$$\text{то } r_1 + r_2 + \dots + r_n = 1 \quad (2.19),$$

$$g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1 \quad (2.20).$$

Связь между объемными и массовыми долями следующее:

$$g_1 = r_1 \cdot \mu_1 / \mu_{см}; g_2 = r_2 \cdot \mu_2 / \mu_{см}; \dots g_n = r_n \cdot \mu_n / \mu_{см} \quad (2.21),$$

где: $\mu_1, \mu_2, \dots \mu_n, \mu_{см}$ – молекулярные массы компонентов и смеси.

Молярная масса смеси:

$$\mu_{см} = \mu_1 r_1 + r_2 \mu_2 + \dots + r_n \mu_n \quad (2.22).$$

Газовая постоянная смеси:

$$\begin{aligned} R_{см} &= g_1 R_1 + g_2 R_2 + \dots + g_n R_n = \\ &= R_{\mu} (g_1 / \mu_1 + g_2 / \mu_2 + \dots + g_n / \mu_n) = \\ &= 1 / (r_1 / R_1 + r_2 / R_2 + \dots + r_n / R_n) \quad (2.23). \end{aligned}$$

Из (2.12): $R = R_{\mu} / \mu$, или $R_{\mu} = R \cdot \mu$ (2.24), откуда по аналогии для смеси можно получить:

$R_{\mu} = R_{см} \cdot \mu_{см}$ (2.25), т.е. универсальная газовая постоянная смеси остается неизменной.

Действительно, из (2.23) получим:

$$R_{см} = R_{\mu} (R_1 \cdot \mu_1 / \mu_{см} \cdot \mu_1 + R_2 \cdot \mu_2 / \mu_{см} \cdot \mu_2 + \dots + R_n \cdot \mu_n / \mu_{см} \cdot \mu_n);$$

или $R_{см} = R_{\mu} (r_1 + r_2 + \dots + r_n / \mu_{см})$, учитывая (2.19), получим $R_{см} = R_{\mu} \cdot \mu_{см}$, т.е. уравнение (2.25), значит универсальная газовая постоянная для газовой смеси остается постоянной $R_{\mu} = \text{const}$ и равной $R = 8,31$ Дж/К·моль (2.26).

Удельные массовые теплоемкости смеси:

$$c_{p \text{ см.}} = g_1 c_{p1} + g_2 c_{p2} + \dots + g_n c_{pn} \quad (2.27).$$

$$c_{v \text{ см.}} = g_1 c_{v1} + g_2 c_{v2} + \dots + g_n c_{vn} \quad (2.28).$$

Удельные молярные (молекулярные) теплоемкости смеси:

$$c_{p \mu \text{ см.}} = r_1 c_{p \mu 1} + r_2 c_{p \mu 2} + \dots + r_n c_{p \mu n} \quad (2.29).$$

$$c_{v \mu \text{ см.}} = r_1 c_{v \mu 1} + r_2 c_{v \mu 2} + \dots + r_n c_{v \mu n} \quad (2.30).$$

Тема 3. Второй закон термодинамики.

3.1. Основные положения второго закона термодинамики.

Первый закон термодинамики утверждает, что теплота может превращаться в работу, а работа в теплоту и не устанавливает условий, при которых возможны эти превращения. Превращение работы в теплоту происходит всегда полностью и безусловно. Обратный процесс превращения теплоты в работу при непрерывном её переходе возможен только при определенных условиях и не полностью. Теплота сама собой может переходить от более нагретых тел к холодным. Переход теплоты от холодных тел к нагретым сам собой не происходит. Для этого нужно затратить дополнительную энергию. Таким образом, для полного анализа явления и процессов необходимо иметь кроме первого закона термодинамики еще дополнительную закономерность. Этим законом является второй закон термодинамики. Он устанавливает, возможен или невозможен тот или иной процесс, в каком направлении протекает процесс, когда достигается термодинамическое равновесие и при каких условиях можно получить максимальную работу.

Формулировки второго закона термодинамики.

Для существования теплового двигателя необходимы 2 источника – горячий источник и холодный источник (окружающая среда). Если тепловой двигатель работает только от одного источника, то он называется вечным двигателем 2-го рода.

1-я формулировка (В. Оствальда):

|| "Вечный двигатель 2-го рода невозможен".

Вечный двигатель 1-го рода это тепловой двигатель, у которого $L > Q_1$, где Q_1 - подведенная теплота. Первый закон термодинамики "позволяет" возможность создать тепловой двигатель, полностью превращающий подведенную теплоту Q_1 в работу L , т.е. $L = Q_1$. Второй закон накладывает более жесткие ограничения и утверждает, что работа должна быть меньше подведенной теплоты ($L < Q_1$) на величину отведенной теплоты – Q_2 , т.е. $L = Q_1 - Q_2$.

Вечный двигатель 2-го рода можно осуществить, если теплоту Q_2 передать от холодного источника к горячему. Но для этого теплота самопроизвольно должна перейти от холодного тела к горячему, что невозможно. Отсюда следует 2-я формулировка (Клаузиуса):

2)|| "Теплота не может самопроизвольно переходить от более холодного тела к более нагретому".

Для работы теплового двигателя необходимы 2 источника – горячий и холодный. 3-я формулировка (Карно):

|| "Там где есть разница температур, возможно совершение работы".

Все эти формулировки взаимосвязаны, из одной формулировки можно получить другую.

3.2. Энтропия.

Одним из функций состояния термодинамической системы является энтропия. Энтропией называется величина определяемая выражением:

$$dS = dQ / T. \text{ [Дж/К]} \quad (3.1),$$

или для удельной энтропии:

$$ds = dq / T. \text{ [Дж/(кг·К)]} \quad (3.2),$$

Энтропия есть однозначная функция состояния тела, принимающая для каждого состояния вполне определенное значение. Она является экстенсивным (зависит от массы вещества) параметром состояния и в любом термодинамическом процессе полностью

определяется начальным и конечным состоянием тела и не зависит от пути протекания процесса. Энтропию можно определить как функцию основных параметров состояния:

$$S = f_1(P, V) ; S = f_2(P, T) ; S = f_3(V, T) \quad (3.3),$$

или для удельной энтропии:

$$s = f_1(P, v) ; s = f_2(P, T) ; s = f_3(v, T) \quad (3.4),$$

Так как энтропия не зависит от вида процесса и определяется начальными и конечными состояниями рабочего тела, то находят только его изменение в данном процессе, которые можно найти по следующим уравнениям:

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(T_2/T_1) + R \cdot \ln(v_2/v_1) \quad (3.5),$$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln(T_2/T_1) - R \cdot \ln(P_2/P_1) \quad (3.6),$$

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(P_2/P_1) + c_p \cdot \ln(v_2/v_1) \quad (3.7),$$

Если энтропия системы возрастает ($\Delta s > 0$), то системе подводится тепло.

Если энтропия системы уменьшается ($\Delta s < 0$), то системе отводится тепло.

Если энтропия системы не изменяется ($\Delta s = 0, s = \text{Const}$), то системе не подводится и не отводится тепло (адиабатный процесс).

3.3. Цикл и теоремы Карно.

Циклом Карно называется круговой цикл, состоящий из 2-х изотермических и из 2-х адиабатных процессов. Обратимый цикл Карно в p, v - и T, s - диаграммах показан на рис.3.1.

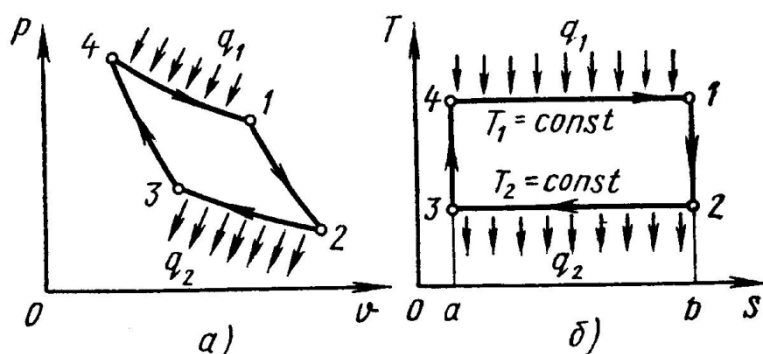


Рис. 3.1. Обратимый цикл Карно в p, v - (а) и T, s - (б) диаграммах

1-2 – обратимое адиабатное расширение при $s_1 = \text{Const}$. Температура уменьшается от T_1 до T_2 .

2-3 – изотермическое сжатие, отвод теплоты q_2 к холодному источнику от рабочего тела.

3-4 – обратимое адиабатное сжатие при $s_2 = \text{Const}$. Температура повышается от T_3 до T_4 .

4-1 – изотермическое расширение, подвод теплоты q_1 к горячему источнику к рабочему телу.

Основной характеристикой любого цикла является *термический коэффициент полезного действия* (т.к.п.д.).

$$\eta_t = L_{\text{ц}} / Q_{\text{ц}} \quad (3.8),$$

или

$$\eta_t = (Q_1 - Q_2) / Q_1 .$$

Для обратимого цикла Карно т.к.п.д. определяется по формуле:

$$\eta_{\text{тк}} = (T_1 - T_2) / T_1 \quad (3.9).$$

Отсюда следует 1-я теорема Карно:

|| **"Термический к.п.д. обратимого цикла Карно не зависит от свойств рабочего тела и определяется только температурами источников"**.

Виз сравнения произвольного обратимого цикла и цикла Карно вытекает 2-я теорема Карно:

|| **"Обратимый цикл Карно является наивыгоднейшим циклом в || заданном интервале температур"**

Т.е. т.к.п.д. цикла Карно всегда больше т.к.п.д. произвольного цикла:

$$\eta_{\text{тк}} > \eta_{\text{т}} \quad (3.10).$$

В реальных условиях создать двигатель, который работал бы в соответствии с циклом Карно, невозможно, т.к. процессы изотермического подвода и отвода теплоты, так же адиабатического расширения и сжатия практически неосуществимы.

Обратимые циклы – циклы «тепловых» насосов.

При обратном цикле газ отнимает от охлаждаемых тел количество теплоты q_2 и далее отдает горячему телу количество теплоты q_1 . При этом постороннему источнику надо совершить работу на сжатие рабочего тела (газа): $q_1 - q_2 = L$ (она также равна площади на графике цикла). По такому принципу работают холодильные машины (холодильники), они являются своеобразными «тепловыми насосами». Эффективность работы холодильной установки оценивается холодильным коэффициентом, представляющим собой отношение количества теплоты, отобранной от охлаждаемых тел за цикл, к работе, затраченной в цикле: $\varepsilon = q_2 / L = q_2 / (q_1 - q_2)$ (3.11). Для обратного цикла Карно холодильный коэффициент выразится также: $\varepsilon = T_2 / (T_1 - T_2)$ (3.12). Учитывая, что КПД прямого цикла $\eta = (T_1 - T_2) / T_1$, из (3.12) получим окончательно: $\varepsilon = 1 / \eta - 1$ (3.13) и $\eta = 1 / (\varepsilon + 1)$ (3.14). Так, если $\eta = 0,25$ (25%), то по (3.14) можно вычислить холодильный коэффициент $\varepsilon = 1 / 0,25 - 1 = 3$ (или 300 %), т.е. КПД тепловой машины с обратным циклом больше 100%, причем всегда.

Лекция №3 (2 часа).

Тема 4. Термодинамические процессы.

4.1. Метод исследования т/д процессов.

Как сказано выше первый закон т/д устанавливает взаимосвязь между количеством теплоты, внутренней энергией и работой. При этом, количество теплоты подводимое к телу или отводимое от тела зависит от характера процесса.

К основным т/д процессам относятся: изохорный, изотермический, изобарный и адиабатный.

Для всех этих процессов устанавливается общий метод исследования, который заключается в следующем:

- выводится уравнение процесса кривой Pv и TS – диаграммах;
- устанавливается зависимость между основными параметрами рабочего тела в начале и конце процесса;
- определяется изменение внутренней энергии по формуле, справедливой для всех процессов идеального газа:

$$\Delta u = c_{\text{vm}0} \cdot t_2 - c_{\text{vm}0} \cdot t_1 \quad (4.1),$$

или при постоянной теплоемкости $\Delta U = m \cdot c_v \cdot (t_2 - t_1)$ (4.2),

вычисляется работа: $L = P \cdot (V_2 - V_1)$ (4.3),

определяется количество теплоты, участвующее в процессе:

$$q = c_x \cdot (t_2 - t_1) \quad (4.4),$$

определяется изменение энтальпии по формуле, справедливой для всех процессов идеального газа:

$$\Delta i = (i_2 - i_1) = c_{\text{pm}0} \cdot t_2 - c_{\text{pm}0} \cdot t_1 \quad (4.5),$$

или при постоянной теплоемкости: $\Delta i = c_p \cdot (t_2 - t_1)$ (4.6),
определяется изменение энтропии:

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(T_2/T_1) + R \cdot \ln(v_2/v_1) \quad (4.7),$$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln(T_2/T_1) - R \cdot \ln(P_2/P_1) \quad (4.8),$$

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(T_2/T_1) + c_p \cdot \ln(v_2/v_1) \quad (4.9).$$

Все процессы рассматриваются как обратимые.

4.2. Изопроцессы идеального газа.

1). Изохорный процесс (Рис.4.1).

$$v = \text{Const}, v_2 = v_1. \quad (4.10).$$

Уравнение состояния процесса:

$$P_2 / P_1 = T_2 / T_1 \quad (4.11).$$

Так как $v_2 = v_1$, то $l = 0$ и уравнение 1-го закона т/д имеет вид:

$$q = \Delta u = c_v \cdot (t_2 - t_1) \quad (4.12),$$

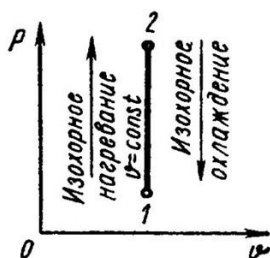


Схема процесса

Рис. 4.1. Изохорный процесс

2). Изобарный процесс (Рис.4.2).

$$P = \text{Const}, P_2 = P_1$$

Уравнение состояния процесса:

$$v_2 / v_1 = T_2 / T_1 \quad (4.13),$$

Работа этого процесса:

$$l = P \cdot (v_2 - v_1) \quad (4.14).$$

Уравнение 1-го закона т/д имеет вид:

$$q = \Delta u + l = c_p \cdot (t_2 - t_1) \quad (4.15),$$

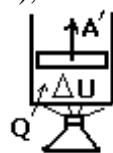
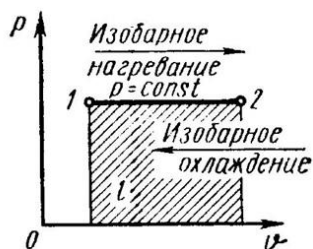


Схема процесса

Рис. 4.2. Изобарный процесс идеального газа

3). Изотермический процесс (Рис.4.3).

$$T = \text{Const}, T_2 = T_1$$

Уравнение состояния:

$$P_1 / P_2 = v_2 / v_1 \quad (4.16),$$

Так как $T_2 = T_1$, то $\Delta u = 0$ и уравнение 1-го закона т/д будет иметь вид:

$$q = l = R \cdot T \cdot \ln(v_2/v_1) \quad (4.17),$$

$$\text{или } q = l = R \cdot T \cdot \ln(P_1/P_2) \quad (4.18),$$

где $R = R_{\eta} / \eta$ – газовая постоянная [Дж/(кг·К)].

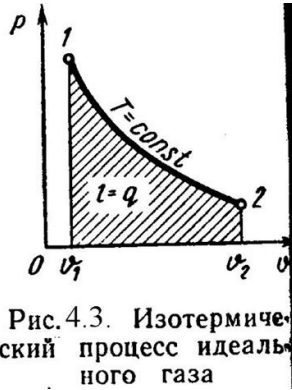


Рис. 4.3. Изотермический процесс идеального газа

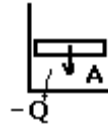


Схема процесса

4). Адиабатный процесс (Рис.4.4).

В данном процессе не подводится и не отводится тепло, т.е. $q = 0$.

Уравнение состояния:

$$P \cdot v^{\lambda} = \text{Const} \quad (4.19),$$

где $\lambda = c_p / c_v$ – показатель адиабаты.

Уравнение 1-го закона т/д будет иметь вид:

$$l = -\Delta u = -c_v \cdot (t_2 - t_1) = c_v \cdot (t_1 - t_2) \quad (4.20),$$

или

$$l = R \cdot (T_1 - T_2) / (\lambda - 1) \quad (4.21),$$

$$l = R \cdot T_1 \cdot [1 - (v_1/v_2)^{\lambda-1}] / (\lambda - 1) \quad (4.22),$$

$$l = R \cdot T_2 \cdot [1 - (P_2/P_1)^{(\lambda-1)/\lambda}] / (\lambda - 1) \quad (4.23).$$

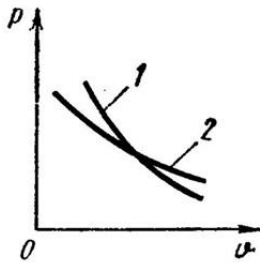


Рис. 4.4. Взаимное расположение адиабаты и изотермы идеального газа в p - v -диаграмме

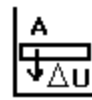


Схема процесса

4.3. Политропный процесс.

Политропным процессом называется процесс, все состояния которого удовлетворяются условию:

$$P \cdot v^n = \text{Const} \quad (4.24),$$

где n – показатель политропы, постоянная для данного процесса.

Изобарный, изохорный, изотермический и адиабатный процессы являются частными случаями политропного процесса (Рис.4.5):

при $n = \pm \infty$, $v = \text{Const}$, (изохорный),

$n = 0$, $P = \text{Const}$, (изобарный),

$n = 1$, $T = \text{Const}$, (изотермический),

$n = \lambda$, $P \cdot v^\lambda = \text{Const}$, (адиабатный).

Работа политропного процесса определяется аналогично как при адиабатном процессе:

$$l = R \cdot (T_1 - T_2) / (n - 1) \quad (4.25),$$

$$l = R \cdot T_1 \cdot [1 - (v_1/v_2)^{n-1}] / (n - 1) \quad (4.26),$$

$$l = R \cdot T_2 \cdot [1 - (P_2/P_1)^{(n-1)/n}] / (n - 1) \quad (4.27).$$

Теплота процесса:

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (4.28).$$

где $c_n = c_v \cdot (n - \lambda) / (n - 1)$ – массовая теплоемкость (4.29).

политропного процесса.

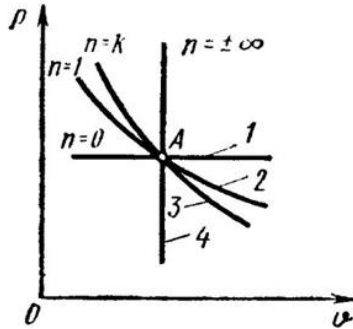


Рис. 4.5. Политропные процессы идеального газа:

1 — изобара, 2 — изотерма, 3 — адиабата, 4 — изохора

4.4. Интеграл Клаузиуса. Рассмотрим некоторые свойства обратимых циклов. Термический КПД любого прямого цикла представляет собой отношение теплоты, полезно использованной в цикле, подведенной теплоте:

$$\eta_t = (q_1 - q_2) / q_1 = 1 - q_2 / q_1 \quad (4.30).$$

Также, термический КПД обратимого прямого цикла Карно:

$$\eta_t = (T_1 - T_2) / T_1 = (1 - T_2) / T_1 \quad (4.31).$$

Этих равенств следует, что для обратимого прямого цикла Карно будет справедливо равенство

$$(1 - q_2) / q_1 = (1 - T_2) / T_1 \quad (4.32).$$

$$\text{при } q_2 / T_2 = q_1 / T_1 \quad (4.33).$$

Если обозначить подведенную теплоту знаком плюс (+), а отведенную знаком минус (-), то из (4.33) следует равенство

$$q_1 / T_1 + q_2 / T_2 = 0 \quad (4.34).$$

Следовательно, в обратимом цикле Карно сумма приведенных теплот равна нулю.

Равенство (4.34) в общем виде можно записать следующим образом:

$$\sum q / T = 0 \quad (4.35).$$

Покажем, что это условие будет справедливо также и для любого обратимого прямого цикла. Любой обратимый прямой цикл можно представить состоящим из бесконечного числа горячих и холодных источников теплоты с постоянными, но разными температурами T_1 и T_2 . Задан любой обратимый прямой круговой процесс $abcd$, изображенный на рис. 4.6. Выбираем на его внешнем контуре ряд близко расположенных точек l, f, g и т.д. и проведем через них адиабаты ll', ff' и т.д. из точек, расположенных в середине участков $l - f, f - g$ и т.д., проведем изотермы до перечисления их с адиабатами. Таким образом, можно представить любой обратимый цикл в виде множества элементарных циклов Карно, для каждого из которых будет справедливо равенство (4.33). следовательно, для каждого элементарного цикла Карно можно составить уравнения: для

первого $\Delta q_1^1/T_1 + \Delta q_2^1/T_2 = 0$; для второго $\Delta q_1^{11}/T_1 + \Delta q_2^{11}/T_2 = 0$; для n-го $\Delta q_1^n/T_1 + \Delta q_2^n/T_2 = 0$.

Суммируя соответственные приведенные теплоты по вертикалям, можно написать

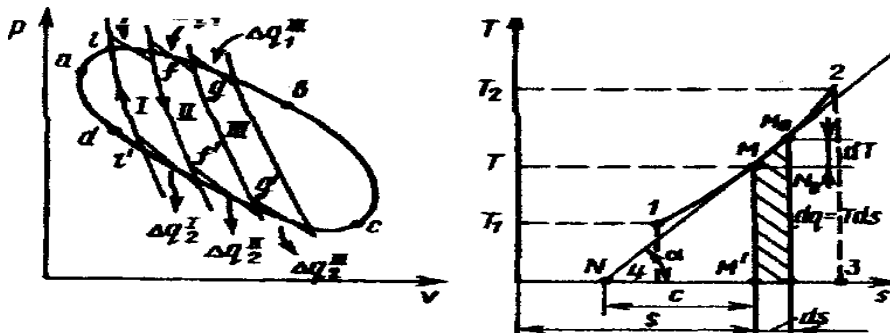


Рис. 4.6. Графическое изображение круговых процессов в координатах $p - v$

Рис. 4.7. Схема определения основных свойств $T - s$ диаграммы.

$\lim_{n \rightarrow \infty} \frac{\sum 1^n \Delta q}{T} = \frac{\oint dq}{T} = 0$ Если число элементарных циклов Карно стремится к бесконечности, то пилообразный внешний контур сольется с контуром цикла, т.е.

(4.36).

Интеграл, стоящий в правой части уравнения (4.34), был впервые получен Клаузиусом в 1854 г. и носит название интеграла Клаузиуса. Если контурный интеграл, взятый по замкнутому контуру, равен нулю, то известно, что под интегралом стоит полный дифференциал некоторой функции, определяемой состоянием тела, которую обозначили буквой s и назвали ее энтропией. Поскольку для любого обратимого цикла интеграл Клаузиуса равен нулю $\oint \frac{dq}{T} = \oint ds = 0$, то $dq/T = ds$ (4.37).

Подынтегральная функция s подобно энтальпии I и внутренней энергии u является функцией состояния, и ее значение определяется параметрами состояния p , v , и T . удельная энтропия измеряется в Дж/(кг*К), кДж/(кг*К). Для обратимых процессов из (4.37) можно написать

$$dq = Tds \quad (4.38).$$

Согласно первому закону термодинамики для необратимых процессов и равенству (4.38) $dq + dq_i = Tds$, откуда $dq = Tds - dq_i$, следовательно, для необратимых процессов $dq < Tds$ (4.39).

Уравнения (4.38) и (4.39) представляют собой аналитическое выражение второго начала термодинамики. Понятие энтропии позволяет ввести удобную для анализа процессов диаграмму состояний, в которой по горизонтальной оси откладывается энтропия s , а по вертикальной – абсолютная температура. Такая диаграмма называется тепловой диаграммой $T - s$. Так как в $T - s$ диаграмме каждому состоянию тела соответствует определение значения T и s , в ней можно изображать состояние тела в виде точки, а процесса – в виде кривой.

Основные свойства $T-s$ диаграммы. На рис 4.7 нанесена кривая 1...2 обратимого процесса общего характера. При бесконечно малом ds площадь заштрихованной полоски $dq = Tds$, т.е. элементарному количеству теплоты, учувствовавшему в процессе MM_0 .

Следовательно, вся площадь под кривой процесса 1.2 равна количеству теплоты q , учувствовавшему в данном процессе:

$$\text{Пл.1234} = \int_1^2 T ds = q \quad (4.40)$$

Таким образом, T-s диаграмма в виде площади под кривой обратимого процесса дает количество теплоты q , участвующей в процессе.

Проведем теперь касательную к точке M, лежащей на линии процесса, до пересечения ее с осью s. Из подобных треугольников NMM' и MM₀N₀ можно написать

$$\text{tg}\alpha = \text{MM}'/\text{NM} = \text{M}_0\text{N}_0/\text{N}_0\text{M} \quad (4.41)$$

при принятых обозначениях из (1.72) следует: $T/\text{NM} = dT/ds$, откуда отрезок NM

$$\text{NM} = T ds / dT = dq / dT = c \quad (4.42)$$

Таким образом, в T-s диаграмме подкасательная к кривой процесса дает значения истинной массовой теплоемкости $c = dq/dT$. Если подкасательная лежит влево от точки M, то теплоемкость $c > 0$, и вправо $c < 0$. Энтропия идеального газа как функция состояния может быть выражена через параметры состояния p, v , и $T-s = f_1(T, v)$; $s = f_2(T, p)$; $s = f_3(p, v)$.

Для обратимых процессов

$$Ds = dq/T = (du + pdv)/T,$$

так как $du = c_v dT$ и $p/T = R/v$, то через параметры T и $v ds$ выражается следующим образом:

$$ds = c_v dT/T + R dv/v \quad (4.43)$$

для конечных процессов 1...2 через параметры T и p выражения для изменения энтропии запишутся следующим образом:

$$S_2 - S_1 = c_p \ln(T_2/T_1) + R \ln(p_1/p_2) \quad (4.44)$$

и

$$S_2 - S_1 = c_v \ln(p_2/p_1) + c_p \ln(v_1/v_2) \quad (4.45).$$

Параметр энтропия используется при изучении тепловых процессов и выполнении различных теплотехнических расчетов. По изменению энтропии можно судить о направлении тепловых потоков.

Из определения энтропии следует, что знаки приращения энтропии и теплоты совпадают. Действительно, если $ds > 0$, то $dq > 0$, так как температура T всегда положительна. Соответственно, если $ds < 0$, то и $dq < 0$. Таким образом, если в процессе изменения состояния газа энтропия уменьшается, то это значит, что теплота отводится от газа, и, наоборот, если энтропия возрастает, то теплота к газу подводится.

При этом можно определить количество теплоты, затраченной в каком-либо

термодинамическом процессе. Для этого производят построение процесса на T-s-диаграмме, где по оси ординат отложена температура T, а по оси абсцисс — энтропия. Если для обратимого процесса 1-2 известна зависимость $T = f(s)$, то площадь 1-2-3-4 под кривой $T = f(s)$ равна количеству подведенной теплоты q_{1-2} (см. рис. 4.8).

Следовательно, в T-s-диаграмме площадь под кривой процесса изменения состояния рабочего тела измеряет количество теплоты процесса.

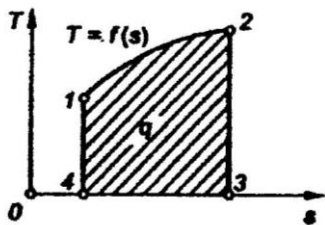


Рис. 4.8. T - s- диаграмма

Для рассмотренных ранее основных термодинамических процессов определяем величину Δs и дадим их графическое изображение в T-s-диаграмме (рис. 4.9).

Для изохорного процесса, в котором $v = \text{const}$, выражение (4.43) для Δs_v принимает вид:

$$\Delta s_v = c_v \ln T_2/T_1 \quad (4.46).$$

В координатах T-s-это уравнение логарифмической кривой, направленной выпуклостью к оси абсцисс. Отрезок кривой 1-2'' отображает нагревание газа, а так как $dT > 0$, получим $ds > 0$. Отрезок 1-3'' соответствует отводу теплоты и охлаждению газа.

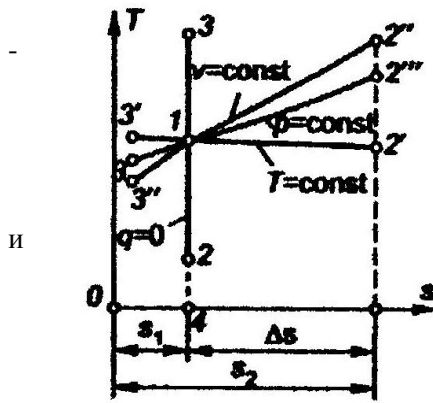


Рис. 4.9. Основные термодинамические процессы в $T - s$ -диаграмме

Для изобарного процесса: $\Delta s_p = c_p \ln(T_2/T_1)$ (4.46).

Сравнивая зависимости (4.45) и (4.44), можно установить, что при одном и том же значении $\ln(T_2/T_1)$ величина Δs в изобарном процессе больше, чем в изохорном, так как $c_p > c_v$. Изотермический процесс в $T-s$ -диаграмме изображается прямой параллельной оси абсцисс. Отрезок $1-2'$ соответствует процессу расширения газа, так как при увеличении энтропии $ds > 0$ увеличивается удельный объем $dv > 0$. Очевидно, что отрезок $1-3'$ является изображением процесса изотермического сжатия. Изменение энтропии газа в изотермическом процессе может быть определено из уравнений: $\Delta s_i = R \ln(v_2/v_1)$ (4.47)

и $\Delta s_i = R \ln(p_2/p_1)$ (4.48).

Количество теплоты q_T в $T-s$ -диаграмме выражается площадью прямоугольника $1-2-3-4-1$, т.е. $q_T = T \Delta s_T$.

Тогда

$q_T = RT \ln(v_2/v_1) = A T$ (4.49)

или

$\Delta s_i = q_T / T$ (4.49')

Для адиабатного процесса $q_{ад} = 0$ и $dq_{ад} = 0$. Следовательно, $ds_{ад} = dq/T = 0$ и $s = const$.

Таким образом, адиабатный процесс в $T-s$ -диаграмме изображается прямой, параллельной оси ординат. Отрезок $1-2$ соответствует процессу расширения рабочего тела ($dT < 0$), а $1-3$ — процессу сжатия.

В $T-s$ -диаграмме цикл Карно соответствует прямоугольнику, ограниченному двумя изотермами и двумя адиабатами, и термический КПД определяется проще, чем в $p-v$ -диаграмме.

Лекция №4 (2 часа).

Тема 5. Термодинамика потока.

5.1. Первый закон термодинамики для потока.

На практике при рассмотрении рабочих процессов машин, аппаратов и устройств, встречаются задачи изучения закономерностей движения рабочих тел (газов, пара и жидкостей).

Уравнение 1-го закона термодинамики для потока газа при следующих допущениях:

- движение газа по каналу установившееся и неразрывное;
- скорости по сечению, перпендикулярному оси канала, постоянны;
- пренебрегается трение частичек газа друг другу и о стенки канала;
- изменение параметров по сечению канала мало по сравнению их абсолютными значениями, имеет вид:

$q = \Delta u + \Delta e + I_{прот.} + I_{техн.}$ (5.1),

где $\Delta e = (w_2^2 - w_1^2)/2 + g \cdot (z_2 - z_1)$ — изменение энергии системы, состоящее из изменения кинетической и потенциальной энергий; w_1, w_2 — скорости потока в начале и в конце канала; z_1, z_2 — высота положения начала и конца канала.

1. $I_{прот.} = P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1$ — работа проталкивания, затрачиваемая на движение потока;
2. $I_{техн.}$ — техническая (полезная) работа (турбины, компрессора, насоса, вентилятора и т.д.).
3. $q = (u_2 - u_1) + (w_2^2 - w_1^2)/2 + g \cdot (z_2 - z_1) + P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1 + I_{техн.}$ (5.2).

Введем понятия энтальпии, который обозначим через величину:

$$h = u + P \cdot x \quad (5.3),$$

$$h_2 = u_2 + P_2 \cdot v_2 ; h_1 = u_1 + P_1 \cdot v_1 \quad (5.4).$$

Тогда уравнение 1-го закона термодинамики для потока газа будет иметь вид:

$$q = h_2 - h_1 + (w_2^2 - w_1^2)/2 + g \cdot (z_2 - z_1) + l_{\text{техн.}} \quad (5.5).$$

5.2. Критическое давление и скорость. Сопло Лавалю.

Если перемещение газа по каналу происходит его расширение с уменьшением давления и увеличением скорости, то такой канал называется соплом. Если в канале происходит сжатие рабочего тела с увеличением его давления и уменьшением скорости, то такой канал называют диффузором. В каналах при небольшой разности давлений газа и внешней среды скорость течения рабочего тела достаточно большая. В большинстве случаев длина канала небольшая и процесс теплообмена между стенкой и газом незначителен, поэтому процесс истечения газа можно считать адиабатным. Скорость истечения (на выходе канала) определяется из уравнения:

$$w = w_2 = v \cdot 2(h_1 - h_2) \quad (5.6)$$

или

$$w = v \cdot 2 \sqrt{(\gamma - 1) \cdot P_1 \cdot x_1 \cdot [1 - (P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma}]} \quad (5.7).$$

Массовый секундный расход газа, [кг/с]:

$$m = f \cdot w / x_2 \quad (5.8),$$

где: f – площадь сечения канала на выходе.

Так как процесс истечения адиабатный, то:

$$m = f \cdot \sqrt{2\gamma/(\gamma - 1) \cdot P_1 \cdot x_1 \cdot [(P_2/P_1)^{2/\gamma} - (P_2/P_1)^{(\gamma+1)/\gamma}]} \quad (5.9).$$

Массовый секундный расход идеального газа зависит от площади выходного канала, начального состояния газа и степени его расширения. Критическим давлением называется такое давление на выходном сечении канала, при котором достигается максимальный расход газа и определяется следующим выражением:

$$P_K = P_2 = \beta_K \cdot P_1 \quad (5.10),$$

где:	P_K	=	$(2/(\gamma$	+	$1))^{1/(\gamma-1)}$.
для	одноатомных	газов:	$\gamma = 1,66$	θ	$\beta_K = 0,49$;
для	двухатомных	газов:	$\gamma = 1,4$	θ	$\beta_K = 0,528$;
для	трехатомных	газов:	$\gamma = 1,3$	θ	$\beta_K = 0,546$.

Критической скоростью называется скорость газа в выходном сечении канала, при давлении равном или меньшем критического - P_K .

$$w_K = \sqrt{2(\gamma/(\gamma + 1)) \cdot P_1 \cdot x_1} \quad (5.11).$$

Критическая скорость зависит при истечении идеального газа только от начальных параметров, его природы и равна скорости звука в газе (a) при критических параметрах.

$$w_K = a = \sqrt{\gamma \cdot P_K \cdot x_K} \quad (5.12).$$

Комбинированное сопло Лавалю предназначено для использования больших перепадов давления и для получения скоростей истечения, превышающих критическую или скорость звука. Сопло Лавалю состоит из короткого суживающегося участка и расширяющейся конической насадки (Рис.5.1). Опыты показывают, что угол конусности расширяющейся части должен быть равен $\alpha = 8-12^\circ$. При больших углах наблюдается отрыв струи от стенок канала.

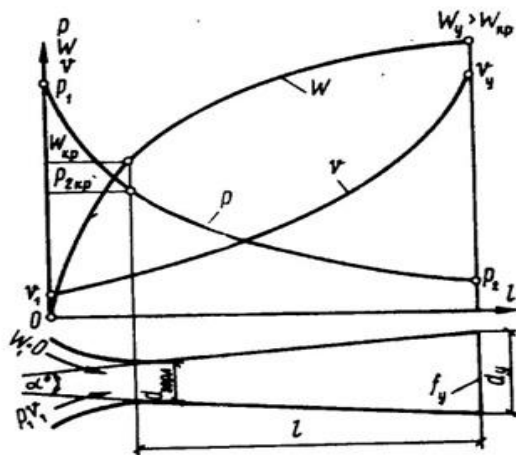


Рис. 5.1. Графики изменения ρ , w , v при истечении через комбинированное сопло

Скорость истечения и секундный расход идеального газа определяются по формулам (5.7) и (5.9).

Длину расширяющейся части сопла можно определить по уравнению:

$$l = (D - d) / 2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi/2) \quad (5.13),$$

где: φ - угол конусности сопла;

D - диаметр выходного отверстия;

d - диаметр сопла в минимальном сечении.

5.3. Дросселирование.

Дросселированием называется явление, при котором пар или газ переходит с высокого давления на низкое без совершения внешней работы и без подвода или отвода теплоты. Такое явление происходит в трубопроводе, где имеется место сужения проходного канала (Рис.5.2). При таком сужении, вследствие сопротивлений, давление за местом сужения - P_2 , всегда меньше давления перед ним - P_1 .

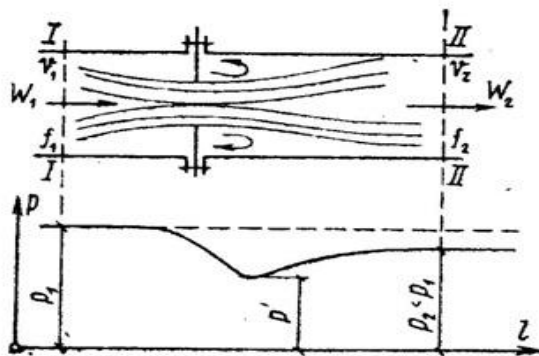


Рис. 5.2. К вопросу о дросселировании газов

Любой кран, вентиль, задвижка, клапан и прочие местные сопротивления, уменьшающие проходное сечение трубопровода, вызывают дросселирование газа или пара, следовательно, падения давления. В большинстве случаев это явление приносит безусловный вред. Но иногда оно является необходимым и создается искусственно (регулирование паровых двигателей, в холодильных установках, в приборах для измерения расхода газа и т.д.). При прохождении газа через отверстие, кинетическая энергия газа и его скорость в узком сечении возрастают, что сопровождается падением температуры и давления. Газ, протекая через отверстие, приходит в вихревое движение. Часть его кинетической энергии затрачивается на образование этих вихрей и превращается в теплоту. Кроме того, в теплоту превращается и работа, затраченная на

преодоление сопротивлений (трение). Вся эта теплота воспринимается газом, в результате чего температура его изменяется (уменьшается или увеличивается). В отверстии скорость газа увеличивается. За отверстием газ опять течет по полному сечению и скорость его вновь понижается. А давление увеличивается, но до начального значения оно не поднимается; некоторое изменение скорости произойдет в связи с увеличением удельного объема газа от уменьшения давления. Дросселирование является необратимым процессом, при котором происходит увеличение энтропии и уменьшение работоспособности рабочего тела. Уравнением процесса дросселирования:

$$i_1 = i_2 \quad (5.14).$$

Это равенство показывает, что энтальпия в результате дросселирования не изменяется и оно справедливо только для сечений, достаточно удаленных от сужения. Для идеальных газов энтальпия газа является однозначной функцией температуры. Отсюда следует, что при дросселировании идеального газа его температура не изменяется ($T_1 = T_2$). При дросселировании реальных газов энтальпия газа остается постоянной, энтропия и объем увеличиваются, давление падает, а температура изменяется (увеличивается, уменьшается или остаётся неизменной). Изменение температуры жидкостей и реальных газов при дросселировании называется эффектом Джоуля-Томсона. Для идеального газа эффект Джоуля-Томсона равен нулю. Различают дифференциальный температурный эффект, когда давление и температура изменяются на бесконечно малую величину, и интегральный температурный эффект, при котором давление и температура изменяются на конечную величину. Дифференциальный температурный эффект определяется:

$$\alpha = (\partial T / \partial P)_i \quad (5.15).$$

Интегральный температурный эффект определяется из следующего уравнения:

$$\Delta T = T_2 - T_1 = \int [T \cdot (\partial v / \partial T)_p - v] / c_p dP \quad (5.16).$$

Для реальных газов $\Delta T \neq 0$ и может иметь положительный или отрицательный знак. Состояние газа, при котором температурный эффект меняет свой знак, называется точкой инверсии, а температура, соответствующая этой точке, называется температурой инверсии - $T_{инв}$.

$$T_{инв} = v \cdot (\partial T / \partial v)_p \quad (5.17).$$

Тема 6. Реальные газы. Водяной пар. Влажный воздух.

6.1. Свойства реальных газов.

Реальные газы отличаются от идеальных газов тем, что молекулы этих газов имеют объемы и связаны между собой силами взаимодействия, которые уменьшаются с увеличением расстояния между молекулами. При практических расчетах различных свойств реальных газов наряду с уравнением состояния применяется отношение $P \cdot v / (R \cdot T) = c$, которая называется коэффициентом сжимаемости. Так как для идеальных газов при любых условиях $P \cdot v = R \cdot T$, то для этих газов $c = 1$. Тогда величина коэффициента сжимаемости выражает отклонение свойств реального газа от свойств идеального. Величина c для реальных газов в зависимости от давления и температуры может принимать значения больше или меньше единицы и только при малых давлениях и высоких температурах она практически равна единице. Тогда реальные газы можно рассматривать как идеальные. В связи с отличием свойств реального газа от свойств идеального газа нужно иметь новые уравнения состояния, которые связывали бы значения P , V , T и давали бы возможность рассчитывать некоторые свойства газов для разных условий. Были предложены многочисленное число различных уравнений состояния реальных газов, но ни одно из них не решает проблему для общего случая. Развитие кинетической теории газов, позволило установить точное уравнение состояния реальных газов в виде:

$$P \cdot v = R \cdot [1 - \sum v / (v + 1) \cdot B_v / v^2] \quad (6.1).$$

B_v – вириальные коэффициенты, выражаются через потенциальную энергию взаимодействия молекул данного газа и температуру T . Однако это уравнение в общем виде не может быть использовано для непосредственных расчетов реальных газов. Для отдельных частных случаев получены расчетные уравнения того или иного реального газа. Из-за сложности вычисления вириальных коэффициентов обычно ограничиваются расчетом первых двух коэффициентов. Тогда расчетное уравнение имеет вид:

$$P \cdot v = R \cdot (1 - A/v - B/v^2) \quad (6.2),$$

где A и B – первый и второй вириальные коэффициенты, являющиеся функцией только температуры.

При расчете свойств многих реальных газов уравнения такого типа получили большое распространение.

6.2. Уравнения состояния реального газа.

Наиболее простым и качественно верно отображающим поведение реального газа, является уравнение Ван-дер-Ваальса:

$$(P + a/v^2) \cdot (v - b) = R \cdot T \quad (6.3),$$

где a , b – постоянные величины, первая учитывает силы взаимодействия, вторая учитывает размер молекул, a/v^2 – характеризует добавочное давление, под которым находится реальный газ вследствие сил сцепления между молекулами и называется внутренним давлением. Для жидких тел это давление имеет большие значения (например, для воды при 20°C составляет 1050 МПа), а для газов из-за малых сил сцепления молекул оно очень мало. Поэтому внешнее давление, под которым находится жидкость, оказывает ничтожное влияние на её объем, и жидкость считают несжимаемой. В газах в виду малости значения a/v^2 внешнее давление легко изменяет их объем. Уравнение Ван-дер-Ваальса качественно верно отображает поведение жидких и газообразных веществ, для двухфазных состояний оно неприменимо. На PV – диаграмме (рис.6.1) показаны изотермы построенные по уравнению Ван-дер-Ваальса. Из кривых видно, что при сравнительно низких температурах имеются волнообразные участки. Чем выше температура, тем короче эти части кривых. Эти волнообразные кривые указывают на непрерывный переход от жидкого состояния в парообразное при данной температуре. Точка A соответствует состоянию жидкости, точка B относится парообразному состоянию вещества.

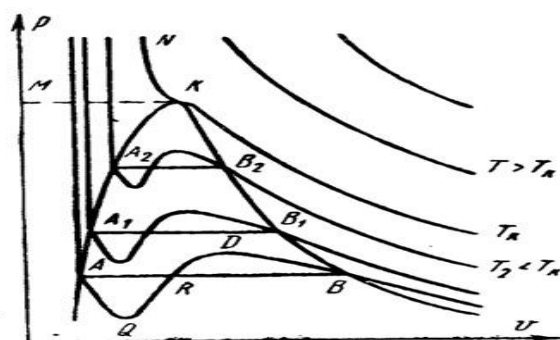


Рис. 6.1.

В действительности переход из жидкого состояния в парообразное всегда происходит через двухфазное состояние вещества. При этом при данной температуре процесс перехода происходит также и при постоянном давлении. Этот действительный переход из жидкого состояния в парообразное изображается прямой линией AB . Практически для особо чистых веществ возможно осуществление участков волнообразной кривой AQ и DB . В первом случае имеют место неустойчивые состояния перегретой жидкости, а во втором – переохлажденного пара. При определенной температуре изотерма уравнения Ван-дер-Ваальса не будет иметь волнообразного участка (точка K). Эту температуру

называют критической. Если соединить точки $A_1, A_2, A_3 \dots$ и $B_1, B_2, B_3 \dots$ получим кривую похожую на параболу. Кривая АК называется нижней пограничной кривой и соответствует в состоянии кипения жидкости. Кривая KB называется верхней пограничной кривой и соответствует состояния сухого насыщенного пара. Таким образом, для реального вещества PV – диаграмму можно разбить на 3 области: 1- область жидкого состояния, расположена левее нижней пограничной кривой; 2 - область двухфазных состояний (влажный пар), расположена между нижней и верхней пограничной кривой; 3 – область перегретого пара, расположена правее верхней пограничной кривой и выше критической точки. Условно область жидкости ограничивают сверху линией KM – критическая изобара. Критическую температуру Д.И.Менделеев называл абсолютной температурой кипения, при которой поверхностное натяжение в жидкости становится равным нулю, т.е. исчезает различие между жидкостью и парообразным состоянием вещества (насыщенным паром). Связь между критическими параметрами и постоянными уравнения Ван-дер-Ваальса:

$$T_k = 8 \cdot a / (27 \cdot R \cdot b) ; P_k = a / (27 \cdot b^2) \quad (6.4);$$

$$a = (27 \cdot R^2 \cdot T_k^2) / (64 \cdot P_k) ; b = (27 \cdot R \cdot T_k) / (8 \cdot P_k) \quad (6.5).$$

Уравнение Ван-дер-Ваальса при больших плотностях газа дает значительные ошибки. Кроме этого экспериментальным путем доказана, что коэффициенты a, b зависят от температуры и давления, причем эта зависимость очень сложная. М.П.Вукалович и И.И.Новиков в 1939 г. предложили новое универсальное уравнение состояния реальных газов с учетом ассоциации и диссоциации их молекул, который имеет следующий вид:

$$(P + a/v^2) \cdot (v - b) = R \cdot T (1 - C / (v \cdot T^{(3+2m)/2})) \quad (6.6),$$

где a, b – постоянные уравнения Ван-дер-Ваальса; C, m – постоянные, определяемые на основании опытных данных.

Лекция 5 (2 часа).

6.3. Понятия о водяном паре.

Одним из распространенным рабочим телом в паровых турбинах, паровых машинах, в атомных установках, теплоносителем в различных теплообменниках является водяной пар.

Пар - газообразное тело в состоянии, близкое к кипящей жидкости.

Парообразование – процесс превращения вещества из жидкого состояния в парообразное.

Испарение – парообразование, происходящее всегда при любой температуре с поверхности жидкости. При некоторой определенной температуре, зависящей от природы жидкости и давления, под которым она находится, начинается парообразование во всей массе жидкости. Этот процесс называется кипением. Обратный процесс парообразования называется конденсацией. Она также протекает при постоянной температуре.

Процесс перехода твердого вещества непосредственно в пар называется сублимацией.

Обратный процесс перехода пара в твердое состояние называется десублимацией.

При испарении жидкости в ограниченном пространстве (в паровых котлах) одновременно происходит обратное явление – конденсация пара. Если скорость конденсации станет равной скорости испарения, то наступает динамическое равновесие. Пар в этом случае имеет максимальную плотность и называется насыщенным паром. Если температура пара выше температуры насыщенного пара того же давления, то такой пар называется перегретым. Разность между температурой перегретого пара и температурой насыщенного пара того же давления называется степенью перегрева. Так как удельный объем перегретого пара больше удельного объема насыщенного пара, то плотность перегретого пара меньше плотности насыщенного пара. Поэтому перегретый пар является ненасыщенным паром. В момент испарения последней капли жидкости в ограниченном пространстве без изменения температуры и давления образуется сухой насыщенный пар. Состояние такого пара определяется одним параметром - давлением. Механическая смесь

сухого пара и мельчайших капелек жидкости называется влажным паром. Массовая доля сухого пара во влажном паре называется степенью сухости – x :

$$x = m_{\text{сп}} / m_{\text{вп}} \quad (6.7),$$

$m_{\text{сп}}$ - масса сухого пара во влажном;

$m_{\text{вп}}$ - масса влажного пара.

Массовая доля жидкости во влажном паре называется степенью влажности – y :

$$y = 1 - \nu \quad (6.8).$$

Для кипящей жидкости при температуре насыщения $\nu = 0$, для сухого пара $\nu = 1$.

6.4. Характеристики влажного воздуха.

Атмосферный воздух, в основном состоящий из кислорода, азота, углекислого газа, содержит всегда некоторое количество водяного пара. Смесь сухого воздуха и водяного пара называется влажным воздухом. Влажный воздух при данном давлении и температуре может содержать разное количество водяного пара. Если смесь состоит из сухого воздуха и насыщенного водяного пара, то его называют насыщенным влажным воздухом. В этом случае во влажном воздухе находится максимально возможное для данной температуры количество водяного пара. При охлаждении этого воздуха, будет происходить конденсация водяного пара. Парциальное давление водяного пара в этой смеси равно давлению насыщения при данной температуре. Если влажный воздух содержит при данной температуре водяной пар в перегретом состоянии, то он будет называться ненасыщенным. Так как в нем находится не максимально возможное для данной температуры количество водяного пара, то он способен к дальнейшему увлажнению. Поэтому такой воздух используют в качестве сушильного агента в различных сушильных установках. По закону Дальтона общее давление влажного воздуха равно сумме парциальных давлений сухого воздуха и водяного пара, входящих в его состав:

$$P = P_{\text{в}} + P_{\text{п}} \quad (6.9),$$

где: $P_{\text{в}}$ – парциальное давление сухого воздуха; $P_{\text{п}}$ - парциальное давление водяного пара. Максимальное значение $P_{\text{п}}$ при данной температуре влажного воздуха t представляет собой давление насыщенного водяного пара - $P_{\text{н}}$. Для нахождения парциального давления пара пользуются специальным прибором – гигрометром. С помощью этого прибора определяют точку росы, т.е. температуру ($t_{\text{р}}$), до которой нужно охладить при постоянном давлении воздух, чтобы он стал насыщенным. Зная точку росы, можно по таблицам определить парциальное давление пара в воздухе как давление насыщения ($P_{\text{н}}$), соответствующее точке росы $t_{\text{р}}$.

Абсолютной влажностью воздуха называется количество водяных паров, находящихся в 1 м^3 влажного воздуха. Абсолютная влажность равна плотности пара при его парциальном давлении и температуре воздуха – $t_{\text{н}}$. Отношение абсолютной влажности ненасыщенного воздуха при данной температуре к абсолютной влажности насыщенного воздуха при той же температуре называется относительной влажностью воздуха

$$\varphi = c_{\text{п}} / c_{\text{н}} \text{ или } \varphi = c_{\text{п}} / c_{\text{н}} \cdot 100\% \quad (6.10).$$

Для сухого воздуха $\varphi = 0$, для ненасыщенного $\varphi < 1$, для насыщенного $\varphi = 1(100\%)$. Если водяной пар считать как идеальный газ, то по закону Бойля-Мариотта отношение плотностей можно заменить отношением давлений. Тогда:

$$\varphi = \rho_{\text{п}} / \rho_{\text{н}} \text{ или } \varphi = P_{\text{п}} / P_{\text{н}} \cdot 100\% \quad (6.11).$$

Плотность влажного воздуха складывается из масс, содержащихся в 1 м^3 сухого воздуха и водяных паров:

$$\rho = \rho_{\text{в}} + \rho_{\text{п}} = P_{\text{в}} / (R_{\text{в}} \cdot T) + \varphi / v'' \quad (6.12).$$

Молекулярная масса влажного воздуха определяют по формуле:

$$\mu = 28,95 - 10,934\varphi P_{\text{н}} / P \quad (6.13).$$

Значения P_H и v'' при температуре воздуха t берутся из таблицы водяного пара, ϕ – по данным психрометра, P – по барометру.

Влагосодержание – представляет собой отношение массы пара к массе сухого воздуха:

$$d = M_{\text{П}} / M_{\text{В}} \quad (6.14).$$

где: $M_{\text{П}}$, $M_{\text{В}}$ – соответственно массы пара и сухого воздуха во влажном воздухе.

Связь между влагосодержанием с относительной влажностью:

$$d = 0,622 \phi \cdot P_H / (P - \phi \cdot P_H) \quad (6.15).$$

Газовая постоянная:

$$R = 8314 / (28,95 - 10,934 \cdot \mu \cdot P_H / P) \quad (6.16).$$

Объем влажного воздуха, приходящегося на 1 кг сухого воздуха:

$$V_{\text{ВЛ.В}} = R \cdot T / P \quad (6.17).$$

Удельный объем влажного воздуха:

$$v = V_{\text{ВЛ.В}} / (1 + d) \quad (6.17).$$

Удельная массовая теплоемкость паровоздушной смеси:

$$c_{\text{см}} = c_{\text{В}} + d \cdot c_{\text{П}} \quad (6.18).$$

Тема 7. Термодинамические циклы.

7.1. Циклы паротурбинных установок (ПТУ).

Паротурбинная установка является основой современных тепловых и атомных электростанций. Рабочим телом в таких установках является пар какой-либо жидкости (водяной пар). Основным циклом в паротурбинной установке является цикл Ренкина. Принципиальная схема ПТУ показана на рис.7.1 и процесс получения работы происходит в следующем образом. В паровом котле (1) и в перегревателе (2) теплота горения топлива передается воде. Полученный пар поступает в турбину (3), где происходит преобразование теплоты в механическую работу, а затем в электрическую энергию в электрогенераторе (4). Отработанный пар поступает в конденсатор (5), где отдает теплоту охлаждающей воде. Полученный конденсат насосом (6) отправляется в питательный бак (7), откуда питательным насосом (8) сжимается до давления, равного в котле, и подается через подогреватель (9) в паровой котел (1).

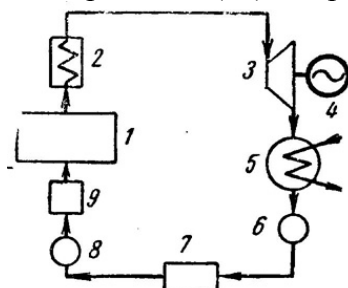


Рис. 7.1.

Рассмотрим цикл Ренкина на насыщенном паре. Схема установки отличается от предыдущей тем, что в данном случае будет отсутствовать перегреватель. Поэтому на турбину будет поступать насыщенный пар. На рис.7.2,*a* изображен цикл Ренкина в TS-диаграмме.

Процессы:

3-1 – подвод теплоты от источника в воде q_1 , состоит из двух процессов: 3-3' - кипение воды в котле;

3'-1 – испарение воды в пар при постоянной температуре;

1-2 – в турбине пар расширяется адиабатически;

2-2' - пар конденсируется и отдает тепло q_2 охлаждающей воде;

2'-3 – конденсат адиабатически сжимается.

Термический к.п.д. цикла Ренкина определяется по уравнению:

$$\eta_t = (q_1 - q_2) / q_1 \quad (7.1).$$

Так как: $q_1 = h_1 - h_3$; $q_2 = h_2 - h_2'$, то

$$\eta_t = [(h_1 - h_2) - (h_3 - h_2')] / (h_1 - h_3) = 1 / q_1 \quad (7.2).$$

Полезная работа цикла равна разности работ турбины и насоса:

$$l = l_T - l_H,$$

где: $l_T = h_1 - h_2$, $l_H = h_3 - h_2'$.

В основном $l_T \gg l_H$, тогда считая $h_3 = h_2'$, можно записать:

$$\eta_t = (h_1 - h_2) / (h_1 - h_3) \quad (7.3).$$

Теоретическую мощность турбины рассчитывают по формуле:

$$N_T = (h_1 - h_2) \cdot D / 3600, \text{ [Вт]} \quad (7.4).$$

где: $D = 3600 \cdot m$ – часовой расход, [кг/ч],

m – секундный расход, [кг/с]

Цикл Ренкина на перегретом паре применяется для увеличения термического к.п.д. цикла ПТУ. Для этого перед турбиной ставят перегреватель 2 (Рис.7.1), который увеличивает температуру и давление пара. При этом возрастает средняя температура подвода теплоты в цикле. Диаграмма цикла показана на рис.7.2,б. Формулы расчета l , η_t , N_T остаются без изменений.

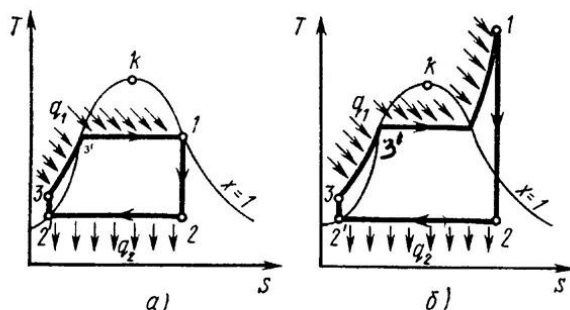


Рис. 7.2. Цикл Ренкина на насыщенном (а) и перегретом (б) паре

7.2. Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания подразделяют на три группы:

- с подводом теплоты при постоянном объеме (карбюраторные ДВС);
- с подводом теплоты при постоянном давлении (компрессорные дизели);
- со смешанным подводом теплоты при постоянном объеме (безкомпрессорные дизели);

Основными характеристиками или параметрами любого цикла теплового двигателя являются следующие безразмерные величины:

степень сжатия (отношение удельных объемов рабочего тела в начале и конце сжатия)

$$\varepsilon = v_1 / v_2 \quad (7.5),$$

степень повышения давления (отношение давлений в конце и в начале изохорного процесса подвода теплоты)

$$\lambda = P_3 / P_2 \quad (7.6),$$

степень предварительного расширения или степень изобарного расширения (отношение удельных объемов в конце и в начале изохорного процесса подвода теплоты)

$$\rho = v_3 / v_2 \quad (7.7).$$

1). Рассмотрим цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме на примере четырехтактного двигателя.

Диаграмма реального двигателя представлена на рис.7.3.

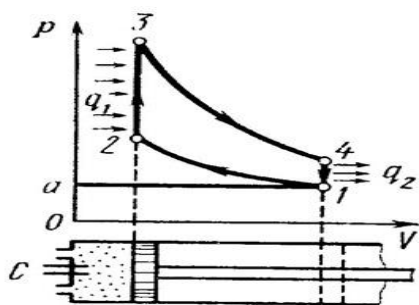


Рис. 7.3. Цикл двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при постоянном объеме

а-1 (1 такт) – в цилиндр через всасывающий клапан поступает смесь воздуха и паров горючего (нетермодинамичемкий процесс);
 1-2 (2 такт) – адиабатное сжатие (повышается температура);
 2-3 – сгорание горючей смеси, давление быстро возрастает при постоянном объеме (подвод теплоты q_1);
 3-4 (3 такт) – адиабатное расширение (рабочий процесс, совершается полезная работа);
 4-а – открывается выхлопной клапан и отработанные газы покидают цилиндр давление цилиндра падает (отводится тепло q_2).
 1-а (4 такт) – выталкивание оставшихся в цилиндре газов.

Затем процесс повторяется.

Описанный процесс является необратимым (наличие трения, химической реакции в рабочем теле, конечные скорости поршня, теплообмен при конечной разности температур и т.п.).

Для анализа теории тепловых машин термодинамика рассматривает идеальные циклы обратимые циклы. Диаграмма идеального процесса двигателя внутреннего сгорания показана на рис.7.4.

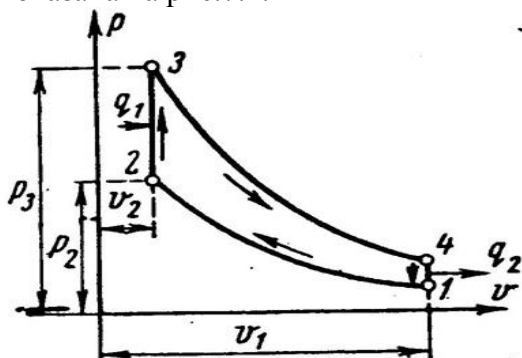


Рис. 7.4.

Из этой диаграммы выводится формула для термического к.п.д. цикла с подводом теплоты при постоянном объеме, который имеет следующий вид:

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^\gamma \quad (7.8)$$

где: ε – степень сжатия (основной показатель работы двигателя, чем выше ε , тем выше экономичность ДВС);

γ – показатель адиабаты.

2). Идеальный цикл ДВС со смещанным подводом теплоты при постоянном объеме (безкомпрессорные дизели). Диаграмма цикла показана на рис.7.5.

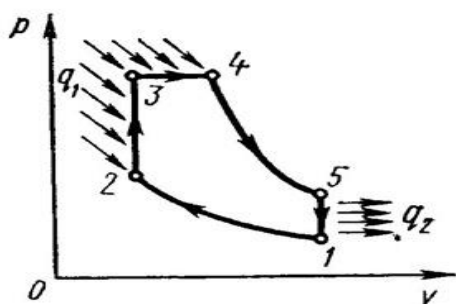


Рис. 7.5. Цикл двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты

1-2 - чистый воздух с температурой T_1 сжимается до температуры T_2 , которая больше температуры воспламенения топлива. В этот момент в цилиндр через форсунки под давлением впрыскивается топливо.

2-3 – горячая смесь самовоспламеняется и к рабочему телу подводится тепло q_1' , давление повышается до P_3 .

3-4 – поршень перемещается обратно, поступление и сгорание топлива продолжается при постоянном давлении и подводится тепло q_1'' .

4-5 – поршень продолжает перемещаться в нижнюю мертвую точку, давление падает (адиабатное расширение);

5-1 – процесс отвода теплоты q_2 при постоянном объеме (через выпускной клапан покидают отработанные газы).

Термический к.п.д. цикла определяется по формуле:

$$\eta_t = \lambda - (\lambda \cdot p^\gamma - 1) / \varepsilon^{\gamma-1} \cdot [(\lambda - 1) + \gamma \cdot \lambda \cdot (p - 1)] \quad (7.9).$$

Цикл двигателей с подводом теплоты при постоянном давлении широкое применение не нашли, так как у этих циклов очень большой коэффициент сжатия.

7.3. Циклы газотурбинных установок (ГТУ).

Основными недостатками поршневых двигателей внутреннего сгорания являются ограниченность их мощности и невозможность адиабатного расширения рабочего тела до атмосферного давления, которые отсутствуют в газотурбинных установках. ГТУ рабочим телом являются продукты сгорания жидкого или газообразного топлива.

На рис.7.6 дана схема простейшей газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном давлении. Топливным насосом 5 и компрессором 4 топливо и воздух через форсунки 6 и 7 поступают в камеру сгорания 1. Из камеры продукты сгорания направляются в комбинированные сопла 2, где они расширяются, и поступают на лопатки газовой турбины 3.

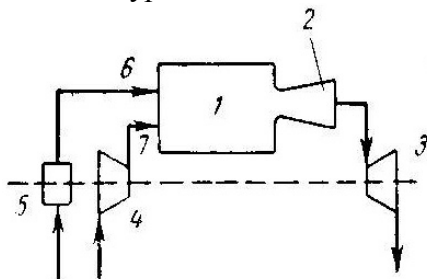


Рис. 7.6.

На рис.7.7 и рис.7.8 представлены идеальный цикл ГТУ на PV и TS диаграммах.

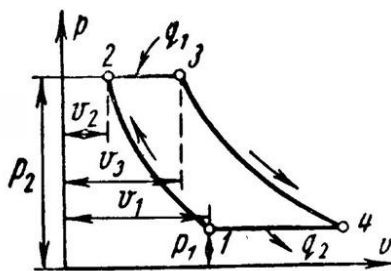


Рис. 7.7.

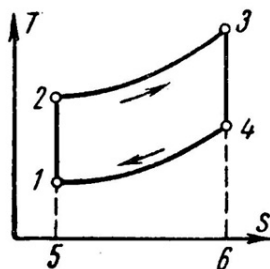


Рис. 7.8.

- 1-2 - адиабатное сжатие до давления P_2 ;
- 2-3 – подвод теплоты q_1 при постоянном давлении P_2 (сгорание топлива);
- 3-4 – адиабатное расширение до первоначального давления P_1 ;
- 4-1 – охлаждение рабочего тела при постоянном давлении P_1 (отвод теплоты q_2);

Характеристиками цикла являются:

степень повышения давления - $\lambda = P_2 / P_1$;

степень изобарного расширения - $\rho = v_3 / v_2$.

Работа турбины:

$$l_T = h_3 - h_4 \quad (7.10).$$

Работа компрессора:

$$l_K = h_2 - h_1 \quad (7.11).$$

Полезная работа ГТУ равна разности работ турбины и компрессора:

$$L_{ГТУ} = l_T - l_K \quad (7.12).$$

Термический к.п.д. цикла ГТУ имеет вид:

$$\eta_t = 1 - 1 / \lambda^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (7.13).$$

Теоретическая мощность газовой турбины, компрессора и установки (ГТУ):

$$N_T = l_T \cdot D / 3600 = (h_3 - h_4) \cdot D / 3600 \quad (7.14).$$

$$N_K = l_K \cdot D / 3600 = (h_2 - h_1) \cdot D / 3600 \quad (7.15).$$

$$N_{ГТУ} = l_{ГТУ} \cdot D / 3600 = [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] \cdot D / 3600 \quad (7.16).$$

Действительный цикл ГТУ отличается от теоретического наличием потерь на трение и вихреобразование в турбине и компрессоре. Эффективными методами повышения экономичности газотурбинных установок являются: регенерация теплоты, ступенчатое сжатие и расширение рабочего тела и пр.

Лекция №6 (2 часа).

Раздел II. Основы теории теплообмена.

Тема 8. Теплообмен.

Большинство процессов в химической промышленности проходит успешно, если поддерживается заданная температура. Создать необходимые условия можно подводом или отводом тепла.

Теплообменом называется процесс переноса теплоты, происходящий между телами, имеющими различную температуру.

При этом теплота переходит самопроизвольно от более нагретого тела к менее нагретому телу. В результате передачи тепла происходят процессы: нагревание – охлаждение, парообразование – конденсация, плавление – кристаллизация.

Тела, которые участвуют в теплообмене, называются **теплоносителями**.

Примем обозначения:

Г.Т.Н. – горячий теплоноситель – индекс 1.

Х.Т.Н. – холодный теплоноситель – индекс 2.

Движущей силой теплообменного процесса, является разность температур между теплоносителями.

Различают *стационарные и нестационарные* тепловые процессы.

Нестационарные процессы – осуществляются в периодически действующих аппаратах при нагревании или охлаждении, где температуры меняются во времени.

Стационарные процессы – протекают в непрерывно действующих аппаратах, где температуры в различных точках аппарата не изменяются во времени.

Тема 9. Виды теплопередачи.

Теплота от одного тела к другому может передаваться теплопроводностью, конвекцией и тепловым излучением.

Теплопроводность – это процесс передачи тепла внутри тела от одних частиц к другим вследствие их движения и взаимного соприкосновения. Передача тепла только при помощи теплопроводности может происходить лишь в твердых телах.

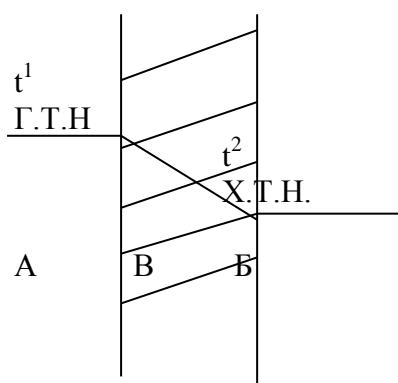
Конвекция – это процесс распространения теплоты в результате движения и перемещения частиц жидкостей или газов. Перенос теплоты возможен в условиях естественной конвекции, при которой движение частиц вызвано разностью плотностей в различных точках объема, вследствие разности температур в этих точках, и принудительной конвекции при перемещении всей массы газа или жидкости (насос, вентилятор, мешалка).

Лучеиспускание (тепловое излучение) – процесс распространения теплоты с помощью электромагнитных волн, обусловленный только температурой и оптическими свойствами излучающего тела, при этом внутренняя энергия тепла переходит в энергию излучения.

В действительности все три способа теплообмена обычно сопутствуют друг другу и часто связаны с переносом массы (диффузией), т. е. имеют место сложный тепло- и массообмен.

Перенос теплоты от поверхности твердого тела к газообразной или жидкой среде называется **конвективной теплоотдачей** или просто **теплоотдачей**.

Процесс передачи теплоты от горячей жидкости (газа) к холодной через стенку называется **теплопередачей**.



А и Б – области переноса тепла теплоотдачей.

В – область переноса тепла теплопроводностью.

Совместная передача тепла из области А через область В и Б – общая теплопередача.

1. Тепловой баланс.

При теплообмене теплота, отдаваемая нагретым теплоносителем Q_1 , затрачивается на нагрев более холодного теплоносителя – Q_2 . Пренебрегая потерями теплоты, уравнение теплового баланса можно записать в виде:

$$Q = Q_1 = Q_2 \quad (9.1),$$

где Q – тепловая нагрузка аппарата, Вт

Примем:	Г.Т.Н.	Х.Т.Н.
Расход	G_1	G_2
Энтальпия (теплосодержание) на входе в аппарат	J_{1H}	J_{2H}
На выходе	J_{1k}	J_{2k}
Температура на входе в аппарат	t_{1H}	t_{2H}
На выходе	t_{1k}	t_{2k}
Средняя удельная теплоемкость	C_1	C_2

Тогда уравнение теплового баланса можно записать:

$$Q = G_1(J_{1H} - J_{1k}) = G_2(J_{2k} - J_{2H}) \quad (9.2).$$

Если теплообмен протекает без изменения агрегатного состояния теплоносителей, то энтальпии их равны произведению удельной теплоемкости – C , на температуру – t :

$$J = C \cdot t .$$

Удельная теплоемкость – это количество теплоты, сообщаемое единице вещества для изменения его температуры на 1 градус. Измеряется Дж/(кг·К).

Величину удельной теплоемкости обычно принимают по справочникам в зависимости от температуры теплоносителя. Для приближенного расчета удельной теплоемкости используют расчетные формулы. Уравнение теплового баланса для передачи тепла без изменения агрегатного состояния теплоносителей имеет вид:

$$Q = G_1 C_1 (t_{1H} - t_{1k}) = G_2 C_2 (t_{2k} - t_{2H}) \quad (9.3).$$

Если теплообмен осуществляется при изменении агрегатного состояния теплоносителя (конденсация пара, испарение жидкости и др.), то в тепловом балансе должны быть учтены тепловые эффекты, сопровождающие процесс.

Водяной пар чаще всего используется в технологических процессах, как теплоноситель.

Тепло перегретого водяного пара включает в себя:

$Q_{пер.}$ – тепло, отдаваемое при охлаждении пара от начальной температуры до температуры насыщения $t_{нас.}$

$Q_{кон.}$ – тепло, выделяемое при конденсации пара

$Q_{охл.}$ – тепло, выделяемое при охлаждении конденсата от температуры $t_{нас}$ до конечной температуры t_{1k} .

$$Q = Q_{пер.} + Q_{кон.} + Q_{охл.} \quad (9.4)$$

$$Q_{охл.} = D \cdot C_n \cdot (t_{1H} - t_{нас.}) \quad (9.5),$$

где D – расход пара, кг/с

C_n – удельная теплоемкость пара, Дж/(кг·К).

$$Q_{кон.} = D r \quad (9.6),$$

где r – теплота конденсации пара, Дж/кг – принимается по справочникам в зависимости от температуры либо давления пара.

$$Q_{охл.} = G \cdot C_{ж} \cdot (t_{нас} - t_{1k}) \quad (9.7),$$

где G – количество конденсата,

$C_{ж}$ – теплоемкость конденсата.

В технологических целях чаще используют насыщенный пар. С его помощью тепловоспринимающую среду можно нагреть до 150 – 170 °С.

Если при этом тепло конденсата не используется, то тепло выделяемое паром рассчитывают по формуле (9.3).

Тема 10. Теплопроводность. Закон Фурье.

Количество передаваемого в единицу времени тепла называется тепловым потоком Q (Дж/сек) = (Вт).

Тепловой поток, отнесенный к поверхности теплопередачи F , называется удельным тепловым потоком

$$q = Q/F \quad (\text{Вт/м}^2) \quad (10.1).$$

При изучении теплопроводности твердых тел Фурье пришел к выводу, что установившийся удельный тепловой поток q пропорционален температурному градиенту.

Согласно закону Фурье

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} \quad (10.2),$$

где λ – коэффициент пропорциональности или коэффициент теплопроводности.

Коэффициент теплопроводности, [Вт /м·К] показывает какое количество тепла передается теплопроводностью через единицу поверхности тела (1 м^2) в единицу времени (1 сек) при разности температур в 1 градус на единицу толщины стенки (1 м). Значение коэффициента теплопроводности зависит от природы вещества и меняется с температурой, плотностью, влажностью, давлением и структурой. λ газов возрастает с повышением температуры. λ чистых металлов уменьшается с повышением температуры, у жидкости эта зависимость имеет сложный характер.

Лучшими проводниками тепла являются металлы: для стали $\lambda = 17,5 \text{ Вт/(м·К)}$, худшими газы: $\lambda = 0,006 - 0,6 \text{ Вт/(м·К)}$.

Коэффициент теплопроводности принимают по справочным данным, приблизительно коэффициент теплопроводности может быть определен по формулам, приведенным, например, в пособии: В.А. Бушмелев, с. 152 обратить внимание на формулу определения теплопроводности смеси газов.

dt/dx – температурный градиент – отношение разности dt , в двух точках тела к расстоянию dx между ними по направлению теплового потока.

Знак минус в уравнении указывает на то, что тепловой поток перемещается в сторону понижения температуры.

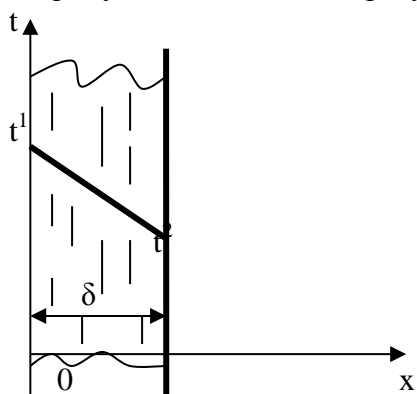


Рис. 1. Распределение температуры по толщине плоской стенки

t_1 и t_2 – температуры двух точек какого-либо тела (рис. 1)

δ – расстояние между ними, тогда температурный градиент будет равен:

$$-\frac{dt}{dx} = \frac{t_2 - t_1}{\delta}$$

После подстановки этих значений в уравнение (10.2) получим:

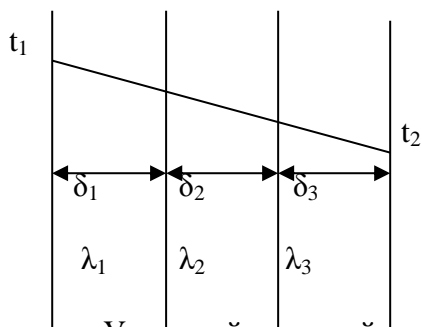
$$Q = \lambda \cdot F \cdot \frac{t_1 - t_2}{\delta} \quad (10.3).$$

Уравнение (10.3) – расчетное уравнение Фурье.

Количество передаваемого теплопроводностью в единицу времени тепла Q , [Вт], пропорционально площади сечения F [м²], через которую проходит тепло, разности температуры слоев $(t_1 - t_2)$ [°С] и обратно пропорционально толщине слоя материала δ [м].

Выражение δ/λ [(м² · К)/Вт] – термическое сопротивление стенки.

Для многослойной стенки термическое сопротивление



$$R_{cm} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} = \sum_1^n \frac{\delta_1}{\lambda_1}$$

Удельный тепловой поток для многослойной стенки:

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{t_1 - t_2}{R_{cm}} \quad (10.4)$$

Тепловой поток для цилиндрической однослойной стенки:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_1 - t_2) \cdot F_{cp} = \frac{2\pi\lambda(t_1 - t_2)l}{\ln \frac{d_H}{d_B}} \quad (10.5)$$

Для многослойной цилиндрической стенки:

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{2\pi\lambda_1 l} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_2 l} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\pi\lambda_3 l} \ln \frac{d_4}{d_3}} \quad (10.6)$$

Тема 11. Теплоотдача. Конвективный теплообмен.

11.1 Конвективный теплообмен – это теплообмен между твердым телом, жидкостью (газом), происходящий при их соприкосновении и одновременном переносе теплоты путем теплопроводности и конвекции.

Такой случай распространения теплоты называется теплоотдачей. Конвективный перенос теплоты связан с движением теплоносителя. Движение среды вызывается разными причинами: вынужденное движение возникает под действием какого-либо возбудителя (насоса, вентилятора, мешалки), свободное движение – вследствие разности плотностей нагретых и холодных частиц среды, которая обусловлена наличием разности температур. В первом случае это будет вынужденная конвекция, во втором – естественная конвекция. Во всех случаях движения теплоносителя у твердой стенки образуется тепловой пограничный слой, термическое сопротивление которого отличается от термического сопротивления свободно движущегося носителя.

Существует гипотеза о том, что частицы жидкости, непосредственно прилегающие к твердому телу, адсорбируются им, как бы прилипают к поверхности. Этот слой «прилипшей» жидкости нужно рассматривать как бесконечно тонкий слой.

В основной массе теплоносителя (ядре потока) решающая роль при переносе теплоты принадлежит турбулентным пульсациям. Благодаря им температура в ядре потока практически постоянна (выравнивается до некоторого среднего значения).

Резкое изменение температуры наблюдается лишь в пограничном слое. Здесь турбулентные пульсации затухают и решающее влияние на теплообмен оказывает передача теплоты теплопроводностью, а в непосредственной близости от стенки перенос теплоты осуществляется только теплопроводностью.

Понятие «толщина пограничного слоя» (δ_1 и δ_2) довольно условно, т.к. резкого перехода от пограничного слоя к течению вне слоя нет.

Для интенсификации конвективного теплообмена желательно, чтобы тепловой пограничный слой был возможно тоньше. С развитием турбулентности потока пограничный слой становится настолько гибким, что теплообмен осуществляется исключительно конвекцией.

11.2. Основным законом теплоотдачи является закон Ньютона: Количество теплоты Q , переданное (или полученное) от теплообменной поверхности к окружающей среде в единицу времени, прямо пропорционально поверхности теплообмена F , разности температуры поверхности стенки $t_{ст.}$ и температуры окружающей среды t_1 :

$$Q = \alpha F (t_{cm} - t_1) = \alpha F \Delta t \quad (11.1),$$

α – коэффициент теплоотдачи [$\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$] – определяет количество теплоты, которое передается от 1 м^2 теплообменной поверхности к жидкости (или от жидкости к 1 м^2 теплообменной поверхности) в течение 1 с при разности температур между теплообменной поверхностью и жидкостью 1° .

Коэффициент теплоотдачи α не является постоянной величиной для данного вещества или материала зависит:

- от характер движения теплоносителя (ламинарный, турбулентный), его скорости. Большая скорость способствует уменьшению пограничного слоя, α увеличивается;
- от физических свойств теплоносителя (вязкость, плотность, теплоемкость, теплопроводность). С уменьшением вязкости и увеличением других характеристик, коэффициент теплоотдачи возрастает. Перечисленные характеристики зависят от температуры;
- от размеров и формы теплообменной поверхности.

Вполне очевидно, что экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи в зависимости от всех указанных переменных величин является трудной задачей. Поэтому коэффициент теплоотдачи рассчитывают с помощью теории подобия.

11.3. Теория подобия в применении к конвективному теплообмену позволяет установить зависимость коэффициента теплоотдачи от критериев подобия.

Для расчета коэффициента теплоотдачи необходимо:

- определить среднюю температуру теплоносителя, если она неизвестна $t_{cp} = (t_n + t_k)/2$, где t_n , t_k – начальная и конечная температуры теплоносителя.
- в зависимости от способа теплоотдачи выбирать критериальное уравнение Нуссельта (Ю.Н. Болдырев, с. 100, В.А. Бушмелев, с. 157) и уточнить недостающие величины, которые необходимо рассчитать (Re , Pr , Gr , d_3 , ν и т.д.).
- по критериальному уравнению Нуссельта рассчитать число Нуссельта (Nu) и определить коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l},$$

где l – определяющий геометрический размер, который указывается под критериальным уравнением Нуссельта.

Конденсация пара

Коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации чистых паров на наружной поверхности труб может быть определен по формуле:

$$\alpha = CB^4 \sqrt{\frac{r}{l(t - t_c)}} \quad (11.2),$$

где r – теплота конденсации – определяется по таблицам;

C – const, равная 2,04 для вертикальных труб и 1,28 для одиночной горизонтальной трубы;

l – определяющий линейный размер: высота труб при их вертикальном расположении, диаметр труб при их горизонтальном расположении;

t – температура насыщенного пара, определяется по справочникам, по давлению пара;

t_c – средняя температура стенки, если не известна, то принимается на 2 – 8 °С ниже температуры пара;

B – величина, зависящая от температуры конденсата пара (пленки конденсата $t_{пл}$).

$$t_{пл} = \frac{t + t_c}{2}$$

Теплоотдача при конденсации пара резко снижается, если в нем содержатся газы.

В этом случае величина α , вычисленная по формуле (1) должна быть умножена на поправочный коэффициент ϵ_r , зависящий от содержания газа в паре (В.А. Бушмелев, с. 160).

Для того чтобы иметь представление о порядке значений коэффициентов теплоотдачи в наиболее распространенных теплообменных процессах, приведем ориентировочные интервалы их в промышленных теплообменных устройствах:

$$\alpha, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

При нагревании и охлаждении:

воздуха	1,16 – 58,
перегретого пара	23,2 – 116,
масел	58 – 1740,
воды	232 – 11600,
при кипячении воды	58 – 52200,
при пленочной конденсации водяных паров	4640 – 17400,
при конденсации паров органических веществ	580 – 2320 .

11.4.Основные критерии подобия, входящие в критериальные уравнения конвективной теплоотдачи.

Критерий	Формула	Наименование	Физический смысл
Нуссельта	$Nu = \alpha l / \lambda$	Критерий теплоотдачи	Характеризует интенсивность перехода теплоты на границе поток – стенка
Прандтля	$Pr = c\mu / \lambda = \nu / \alpha$	Критерий подобия температурных и скоростных полей	Характеризует отношение вязкостных и температуропроводных свойств теплоносителя
Рейнольдса	$Re = \omega l \rho / \mu = \omega l / \nu$	Критерий режима движения	Характеризует соотношение сил инерции и трения в потоке

Пекле	$Pe = RePr = \omega l / \alpha = \omega l c_p / \lambda$	Критерий теплового подобия	Характеризует соотношение между теплотой, переносимой путем конвекции и путем теплопроводности при конвективном теплообмене
Грасгофа	$Gr = g l^3 \beta \Delta t / \nu^2$	Критерий применяемый при свободной конвекции	Характеризует соотношение сил трения, инерции и подъемной силы, обусловленной различием плотностей в отдельных точках неизотермического потока

Величины, входящие в критерии подобия, и их единицы измерения

Обозначения	Величина	Единица измерения
α	коэффициент теплоотдачи	Вт/(м ² · К)
β	коэффициент объемного расширения	К ⁻¹
ρ	плотность	кг/м ³
λ	коэффициент теплопроводности	Вт/(м · К)
Δt	разность температур стенки жидкости (или наоборот)	К
μ	динамический коэффициент вязкости	Па · с
ν	кинематический коэффициент вязкости	м ² /с
$\alpha = \lambda / (c_p)$	коэффициент температуропроводности	м ² /с
c	удельная теплоемкость (при постоянном давлении)	Дж/(кг · К)
g	ускорение свободного падения	м/с ²
l	определяющий геометрический размер (для каждой формулы указывается, какой размер является определяющим)	м
ω	скорость	м/с

Лекция №7 (2 часа).

Тема 12. Тепловое излучение.

12.1. Общие сведения о тепловом излучении. Почти всегда наряду с теплопроводностью и конвекцией в тепловых процессах участвует и лучеиспускание. При нагревании тел часть тепловой энергии превращается в лучистую.

Носителем лучистой энергии являются электромагнитные колебания с различными длинами волн. Они известны под названием рентгеновские, ультрафиолетовых, световых, инфракрасных лучей. Колебания, свойственные тепловым лучам, лежат в инфракрасной, невидимой глазам части спектра, в диапазоне 0,8 – 40 мкм.

Излучение свойственно всем телам. При попадании тепла лучистая энергия частью поглощается, частью отражается, частью проходит сквозь них. Та часть лучистой энергии, которая поглощается телом, переходит в теплоту. Часть энергии, которая отражается и проходит сквозь тела может поглощаться другими телами. В результате этих явлений осуществляется лучистый теплообмен.

По способности тел пропускать, отражать, поглощать лучистую энергию различают абсолютно прозрачные тела, абсолютно белые, абсолютно черные.

Тела, которые поглощают всю падающую на них энергию - абсолютно черные.

Тела, которые полностью отражают всю падающую на них энергию - абсолютно белые.

Тела, которые полностью пропускают всю падающую на них энергию - абсолютно прозрачные.

Практически не существует тел, обладающих идеальными свойствами. Все реальные тела способны поглощать, отражать, пропускать только часть падающих на них лучей и называются серыми телами.

Количество лучистой энергии в единицу времени называется лучистым потоком. Лучистый поток, отнесенный к единице его сечения, называется удельным лучистым потоком.

Количество тепла, излучаемое в единицу времени единицей поверхности тела называется лучеиспускательной способностью тела.

12.2. Закон Стефана-Больцмана. По закону Стефана-Больцмана лучеиспускательная способность абсолютно черного тела пропорциональная четвертой степени его абсолютной температуры:

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (12.1),$$

E_0 - лучеиспускательная способность абсолютно черного тела [Вт/м²]

$C_0 = 5,7$ Вт/(м² · К⁴) – коэффициент лучеиспускания (излучения) абсолютно черного тела

Закон Стефана-Больцмана применим и к серым телам

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (12.2),$$

C – коэффициент излучения серого тела:

$$E < E_0$$

$\varepsilon = E / E_0 = C / 5,7$ (12.3) – степень черноты серого тела.

$\varepsilon = 0 \div 1$ определяется по справочникам, зависит от состояния поверхности его тела, его структуры.

Степенью черноты (ε) называется отношение общего количества энергии, поглощаемой серым телом E , к общему количеству энергии, поглощаемой абсолютно черным телом E_0 , при одинаковых условиях облучения.

Из уравнения (12.3) $C = 5,7 \cdot \varepsilon$

$$C = 0 \div 5,7 \text{ [Вт / (м}^2 \cdot \text{К}^4\text{)]}$$

12.3. . Взаимный теплообмен. Рассмотрим передачу тепла от более нагретого тела к менее нагретому посредством излучения (взаимный теплообмен)

Аппарат А более нагретое тело:

F – площадь его поверхности,

T – температура его поверхности,

C – коэффициент излучения

установленного в помещении тела А,

F_1 – площадь поверхности помещения,

C_1 – коэффициент излучения,

T_1 – температура поверхности помещения.

Количество теплоты, переходящее от более нагретого тела к менее нагретому посредством лучеиспускания, определяется по уравнению

$$Q = C_{1-2} \cdot F \cdot [(T/100)^4 - (T_1/100)^4] \text{ [Вт]} \quad (12.4),$$

C_{1-2} – коэффициент взаимного излучения,

$$C_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{C} + \frac{F}{F_1} \left(\frac{1}{C_1} - \frac{1}{5,7} \right)} \left(\frac{Bm}{M^2 \cdot K^4} \right),$$

а) если площадь аппарата F много меньше площади помещения F_1 , т.е. $F \ll F_1$, то

$$\frac{F}{F_1} \approx 0 \text{ и } C_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{C} + \frac{1}{C_1} - \frac{1}{5,7}} \quad (12.5).$$

12.4. Совместная теплоотдача конвекцией и излучением В чистом виде передача тепла излучением на практике встречается редко. В производственных условиях обычно осуществляется совместная передача тепла излучением и конвекцией. Именно этими двумя способами происходит потеря теплоты стенками аппарата в окружающую среду.

Количество теплоты, передаваемое излучением

$$Q_{\text{л}} = C_{1-2} \cdot F \cdot [(T/100)^4 - (T_{\text{воз}}/100)^4] \quad (12.6),$$

Количество теплоты, отдаваемое стенкой путем конвекции

$$Q_{\text{к}} = \alpha_{\text{к}} \cdot F \cdot (t - t_{\text{воз}}) \quad (12.7),$$

где $T_{\text{воз}}$ и $t_{\text{воз}}$ – температура окружающего воздуха,

$\alpha_{\text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи.

Для совместной теплоотдачи излучением и конвекцией имеем:

$$Q = Q_{\text{л}} + Q_{\text{к}} = C_{1-2} \cdot F \cdot [(T/100)^4 + \alpha \cdot F \cdot (t - t_{\text{воз}})] \quad (12.8),$$

Преобразуем уравнение

$$Q = F \cdot (t - t_{\text{воз}}) \cdot \left[\alpha + \frac{C_{1-2} \left(\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{воз}}}{100} \right)^4 \right)}{t - t_{\text{воз}}} \right] \quad (12.9),$$

Выражение в квадратных скобках обозначим $\alpha_{\text{с}}$ – суммарный коэффициент теплоотдачи при излучении и конвекции.

Количество тепла, передаваемое при совместном излучении и конвекции:

$$Q = \alpha_{\text{с}} \cdot F \cdot (t - t_{\text{воз}}) \quad (12.10).$$

Для расчета тепловых потерь аппаратов, находящихся в закрытых помещениях, при температуре поверхности аппарата до 150 °С можно воспользоваться уравнением для определения суммарного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{с}} = 9,74 + 0,07 \cdot (t - t_{\text{воз}})$.

Тема 13. Теплопередача

13.1. Основное уравнение теплопередачи. В большинстве практических случаев взаимодействие теплоносителей происходит через некоторую поверхность раздела, которая в общем случае может рассматриваться как многослойная твердая стенка. Например, в трубчатых теплообменниках теплообмен происходит через стенку трубы и два слоя загрязнений с обеих сторон.

Этот вид теплообмена называется теплопередачей. Количество передаваемой теплоты определяется основным уравнением теплопередачи:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{\text{ср}} \quad (13.1),$$

где Q – тепловой поток, т.е. количество теплоты, передаваемое через поверхность теплообмена в 1 с, [Вт],

K – коэффициент теплопередачи, [Вт/(м² · К)],

F – поверхность (площадь) теплопередачи, [м²],

Δt_{cp} – средняя разность температур горячего и холодного теплоносителя, [град].

Коэффициент теплопередачи K показывает, какое количество теплоты переходит в единицу времени от более нагретого к менее нагретому теплоносителю через разделяющую их стенку площадью 1 м² в течение 1 с, при разности температур между теплоносителями 1 градус.

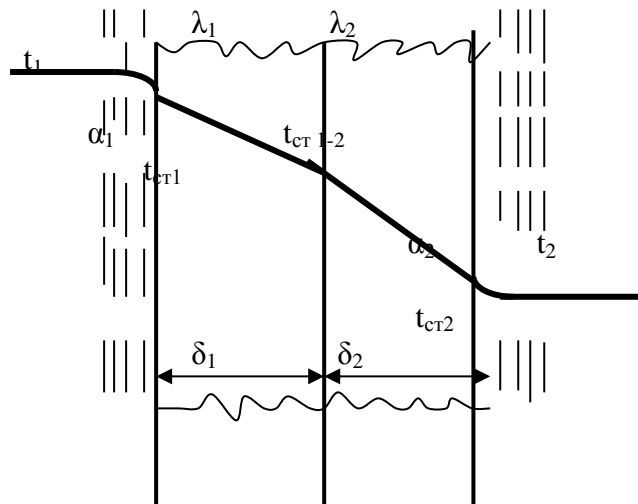
Удельная тепловая нагрузка (удельный тепловой поток):

$$q = Q / F = K \cdot \Delta t_{cp} \quad (13.2).$$

Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи:

Вид теплообмена	K , Вт/(м ² · К)
- от газа к газу	4 – 40,
- от конденсирующего пара к газу	6 – 60,
- от жидкости к жидкости (вода)	140 – 1700,
- от жидкости к жидкости (углеводороды, масла)	30 – 270,
- от конденсирующего пара к органическим жидкостям	60 – 340,
- от конденсирующего пара органических веществ к воде	230 – 800,
- от конденсирующего пара к кипящей жидкости	300 – 2500.

13.2. Передача теплоты через стенку, состоящую из двух слоев. Рассмотрим случай передачи теплоты от горячего теплоносителя с температурой t_1 к холодному теплоносителю с температурой t_2 через разделяющую стенку, состоящую из двух слоев толщиной δ_1 и δ_2 с различной теплопроводностью λ_1 и λ_2 (см. рис.).



Теплопередача идет в четыре этапа:

1) конвективная теплоотдача от ядра потока горячего теплоносителя к стенке

$$Q_1 = \alpha_1 \cdot F \cdot (t_1 - t_{ct1}) \quad (13.3),$$

2) теплопроводность через первый слой стенки толщиной δ_1 и теплопроводностью λ_1

$$Q_2 = \lambda_1 / \delta_1 \cdot F \cdot (t_{ct1} - t_{ct1-2}) \quad (13.4),$$

3) теплопроводность через второй слой стенки толщиной δ_2 и теплопроводностью λ_2

$$Q_3 = \lambda_2 / \delta_2 \cdot F \cdot (t_{ct1-2} - t_{ct2}) \quad (13.5),$$

4) конвективная теплоотдача от стенки к ядру потока холодного теплоносителя

$$Q_4 = \alpha_2 \cdot F \cdot (t_{ct2} - t_2) \quad (13.6).$$

При установившемся процессе эти количества передаваемой теплоты равны между собой, т.е. $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4$.

Полученные уравнения можно представить в виде: (через разность температур)

$$+ \begin{cases} t_1 - t_{cr1} = \frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{Q}{F}, \\ t_{cm1} - t_{cr1-2} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} \cdot \frac{Q}{F}, \\ t_{cm1-2} - t_{cr2} = \frac{\delta_2}{\lambda_2} \cdot \frac{Q}{F}, \\ t_{cm2} - t_2 = \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{Q}{F}. \end{cases}$$

Сложив эти уравнения, после математических преобразований получим:

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{F} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} \right),$$

или окончательно:

$$\frac{Q}{F(t_1 - t_2)} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = K \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right) \quad (13.7),$$

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} - \text{термическое сопротивление многослойной стенки} \left(\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right).$$

Так можно определить коэффициент K в основном уравнении теплопередачи.

13.3. Передача теплоты в различных теплообменных аппаратах. Движущая сила теплопередачи – это разность температур между горячим и холодным теплоносителем.

Наиболее часто теплопередача в промышленной аппаратуре протекает при переменных температурах теплоносителей. Температуры теплоносителей изменяются вдоль поверхности разделяющей их стенки, поэтому в тепловых расчетах пользуются средней разностью температур Δt_{cp} , которая и входит в уравнение теплопередачи.

Теплопередача при переменных температурах зависит от взаимного направления движения теплоносителей вдоль разделяющей их стенки.

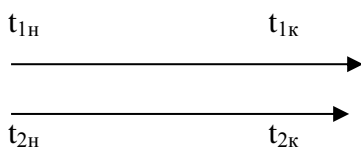


рис. а

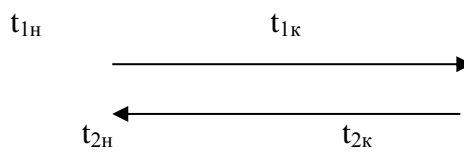


рис. б

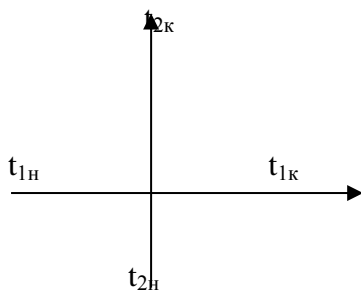


рис. в

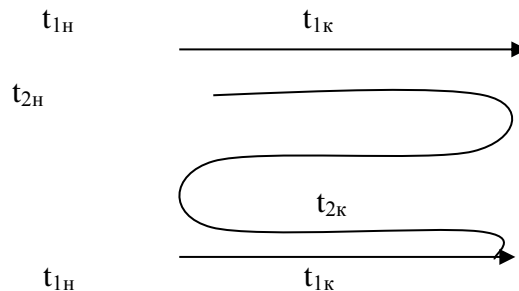


рис. з

Параллельный ток или прямоток – теплоносителя (рис. а) движутся в одном направлении.

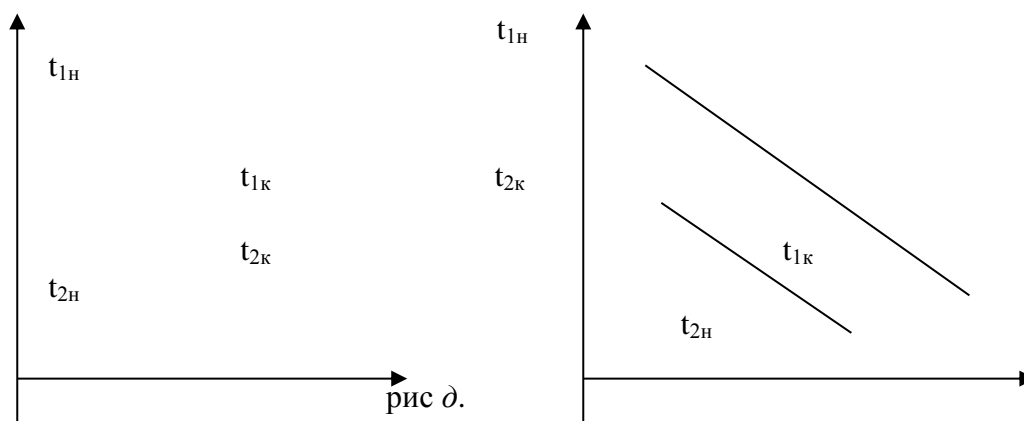
Противоток – теплоносители движутся в противоположных направлениях (рис. б).

Перекрытый ток – теплоносители движутся взаимно перпендикулярно один другому (рис. в).

Смешанный ток – один из теплоносителей движется в одном направлении, а другой как прямотоком, так и противотоком к первому (рис. г).

Наиболее распространенными видами движения являются прямоток и противоток. Однако применение противотока более экономично, чем прямотока. Это следует из того, что средняя разность температур при противотоке больше, чем при прямотоке, а расход теплоносителей одинаков (при одинаковых начальных и конечных температурах теплоносителей) и скорость теплообмена при противотоке больше.

Сопоставление температурных режимов работы теплообменных аппаратов при прямотоке и противотоке убеждает, что при прямотоке (см. рис. д) максимальный температурный напор имеет место у входа в теплообменник. Затем этот напор уменьшается, достигая минимального значения на выходе из аппарата. При противотоке тепловая нагрузка более равномерна, а конечная температура нагревающей среды может быть выше конечной температуры охлаждающей среды. Это позволяет при регенерации теплоты обеспечить более высокий подогрев нагреваемой воды, а при охлаждении – снизить расход охлаждающего агента или при том же расходе понизить конечную температуру охлаждаемой среды.



Противоточное направление движения теплоносителей является выгодным еще и потому, что при всех прочих равных условиях увеличение Δt_{cp} (при противотоке Δt_{cp} больше, чем при прямотоке) приводит к уменьшению поверхности теплопередачи.

Среднюю разность температур при прямоточном и противоточном движении теплоносителей определяют по формулам:

$$a) \text{ если } \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}} < 2, \quad \text{то } \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\mu}}{2}$$

где Δt_{δ} и Δt_{μ} – большая и меньшая разности температур на входе и выходе теплообменника.

$$b) \text{ если } \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}} > 2, \quad \text{то } \Delta t_{cp} = (\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}) \cdot 2,31 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}$$

При перекрытом движении теплоносителей средняя разность температур определяется

$$\Delta t_{cp} = E \cdot \Delta t_r,$$

E – поправочный коэффициент – берется из таблиц (Бушмелев с. 160),

Δt_r – средняя разность температур, определяемая, как для противотока.

Пример определения средней разности температур:

$t_{1н} = 50^\circ$	$t_{1к} = 30^\circ$
$t_{2н} = 10^\circ$	$t_{2к} = 20^\circ$
$\Delta t_6 = 40^\circ$	$\Delta t_M = 10^\circ$
$\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} = \frac{40}{10} = 4 > 2$	$\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} = \frac{30}{20} = 1,5 < 2$
$\Delta t_{cp} = \frac{40 - 10}{2,3lg \frac{40}{10}} = 21,7^\circ\text{C}$	$\Delta t_{cp} = \frac{30 + 20}{2} = 25^\circ\text{C}$

13.4. Определение параметров теплоотдачи. Для определения коэффициентов теплоотдачи α необходимо знать температуры стенки $t_{ст1}$ и $t_{ст2}$. Расчет ведется с применением уравнений теплоотдачи и теплопередачи.

Количество теплоты, отдаваемое горячим теплоносителем:

$$Q = \alpha_1 \cdot F \cdot (t_1 - t_{ст1})$$

Количество теплоты, получаемое холодным теплоносителем:

$$Q = \alpha_2 \cdot F \cdot (t_{ст2} - t_2)$$

Исходя из этих уравнений, находим температуры стенки:

$$t_{cm1} = t_1 - \frac{Q}{\alpha_1 \cdot F} \qquad t_{cm2} = t_2 + \frac{Q}{\alpha_2 \cdot F}$$

Согласно уравнению $Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp}$, подставив значение Q в предыдущие уравнения и произведя сокращение получим:

$$t_{cm1} = t_1 - \frac{K \cdot \Delta t_{cp}}{\alpha_1} \qquad \text{и} \qquad t_{cm2} = t_2 + \frac{K \cdot \Delta t_{cp}}{\alpha_2}$$

где t_1 и t_2 – температуры горячего и холодного теплоносителей,

Δt_{cp} – средняя разность температур между теплоносителями.

Поверхность теплопередачи определяется из общего уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K_v \cdot t_{cp}}$$

K_v – объемный коэффициент теплопередачи, (Вт/(м² · К)).

Отдача тепла от поверхности аппарата в окружающую среду происходит путем конвекции и лучеиспускания, поэтому при расчете потерь тепла в окружающую среду следует пользоваться формулами, приведенными в теме «Лучеиспускание». При расчете задаются температурой наружной поверхности аппарата $t_{ст}$, а затем проверяют ее, как указывается в вопросе 4 данной темы.

При расчете потерь тепла аппаратом, установленным в помещении для определения общего коэффициента (суммарного) теплоотдачи можно применять следующую приближенную формулу (при $t_{ст}$ от 50 до 350 °С):

$$\alpha = 9,3 + 0,058 \cdot t_{ст}, \quad (\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})).$$

Для уменьшения потерь тепла в окружающую среду аппараты покрывают слоем тепловой изоляции, т.е. слоем материала с низкой теплопроводностью ($\lambda < 0,232$

Вт/(м·К)). В качестве теплоизоляционных материалов используют стекловату, асбест, пробковые плиты и др. При нанесении тепловой изоляции увеличивается термическое сопротивление стенки и уменьшается температура ее наружной поверхности. Этим достигается снижение потерь тепла, улучшаются условия труда обслуживающего персонала. Изоляция должна быть термостойка, негигроскопична, дешева и долговечна. Наиболее экономичной толщиной изоляции является та при которой затраты на изоляцию и потери теплоты минимальные.

Лекция №8 (2 часа).

Раздел III. Получение тепла.

Тема 14. Энергетическое топливо.

14.1. Состав топлива. *Топливом* называется горючее вещество, используемое в качестве источника получения теплоты в энергетических, промышленных и отопительных установках.

В зависимости от типа реакций, в результате которых выделяется теплота из топлива, различают *органическое* и *ядерное топливо*.

В настоящее время и по прогнозам до 2030 г. органическое топливо является основным источником энергии (теплоты) для промышленного использования.

Потребление органического топлива в 1993 г .

Таблица 14.1.

Потребитель	Вид топлива		
	Твердое	Жидкое	Газообразное
Во всем мире, млрд.т у.т.	3,21	4,29	2,66
Россия, млн. т у.т.	226	232	503

Примечание: у.т. – условного топлива.

В органических топливах теплота выделяется в результате химической реакции окисления его горючих частей при участии кислорода, а в ядерных топливах – в результате распада деления ядер тяжелых элементов (урана, плутония и т.д.).

Классификация органических топлив по агрегатному состоянию.

Таблица 14.2.

Топливо	Агрегатное состояние		
	Твердое	Жидкое	Газообразное
Природное	Дрова, торф, бурые и каменные угли, антрацит, горючие сланцы	Нефть	Природный газ
Искусственное	Древесный уголь, полукокс, кокс, угольные и торфяные брикеты	Мазут, керосин, бензин, соляровое масло, газойль, печное топливо	Газы нефтяной, коксовый, генераторный, доменный, газ подземной газификации

Твердые и жидкие топлива состоят из горючих (углерода - С, водорода - Н, летучей серы - $S_{л} = S_{ор} + S_{к}$) и негорючих (азота - N и кислорода - O) элементов и балласта (золы - А, влаги - W).

Элементарный состав твердого и жидкого топлива дается в процентах к массе 1 кг топлива. При этом различают *рабочую*, *сухую*, *горючую* и *органическую* массу топлива. *Рабочая масса* – это масса и состав топлива, в котором поступает к потребителю и сжиганию.

Газообразное топливо представляет собой смесь горючих и негорючих газов. Горючая часть состоит из предельных (C_nH_{2n+2}) и непредельных (C_nH_{2n}) углеводородов, водорода H_2 , окиси углерода CO , и сернистого водорода (H_2S). В состав негорючих элементов входит азот (N_2), углекислый газ (CO_2) и кислород (O_2). Составы природного и искусственного газообразных топлив различны. Природный газ характеризуется высоким содержанием метана (CH_4), а также небольшого количества других углеводородов: этана (C_2H_6), пропана (C_3H_8), бутана (C_4H_{10}), этилена (C_2H_4), и пропилена (C_3H_6). В искусственных газах содержание горючих составляющих (водорода и окиси углерода) достигает 25-45%, в балласте преобладают азот и углекислота – 55-75%.

14.2. Характеристика топлива.

Влажность топлива. Средняя влажность топлива в рабочем состоянии составляет (в %): для торфа 50; сланцев 13-17; каменного угля 5-14 и антрацита 5-8. Бурые угли в зависимости от влажности делят на 3 группы: группа Б1 – более 40% влажности; группа Б2 – 30-40%; группа Б3 – менее 30%.

Зола топлива. В состав золы входят преимущественно соли щелочных и щелочно-земельных металлов, окислы железа, алюминия, а также сульфатная сера. Минеральные остатки, образующиеся после сгорания топлива, имеют вид либо сыпучей массы (зола), либо сплавленных кусков (шлак). При высоких температурах зола размягчается, а затем плавится. Размягченная зола и шлак прилипают к стенкам обмуровки топки, уменьшая сечение газоходов откладываются на поверхностях нагрева, увеличивая тем самым термическое сопротивление в процессе теплопередачи от газов к нагреваемой среде, забивают отверстия для прохода воздуха в колосниковой решетке, обволакивают частицы топлива, затрудняя их сжигание. Различные виды топлива содержат разное количества золы. Например, в %: древесина – 1; торф – 10; кузнецкий уголь – 10-20; подмосковный бурый уголь – 30; сланцы – 60. Жидкое топливо (мазут) содержит 0,2-1% минеральных примесей.

Летучие вещества. При нагревании твердого топлива до 870-1100 К без доступа окислителя, выделяются парогазообразные вещества, которые называются *летучими*. Они являются продуктами распада сложных органических веществ, содержащихся в органической массе топлива. В состав летучих веществ входят: азот N_2 , кислород O_2 , водород H_2 , окись углерода CO , углеводородные газы CH_4 , C_2H_4 и т.д., а также водяные пары.

Кокс. Твердый остаток, который получается после нагревания топлива (без доступа окислителя) и выхода летучих веществ. В состав кокса входят остаточный углерод и зола. При низких температурах в твердом остатке кроме золы может оказаться часть элементов (C, H, S, N). Тогда твердый остаток называется *полукоксом*. По своим механическим свойствам кокс может быть порошкообразным, слабоспекшимся и спекшимся. В зависимости от выхода летучих веществ и характеристики кокса каменные угли разделяются на 10 марок: длиннопламенный - Д, газовый - Г, газовый жирный – ГЖ, жирный – Ж, коксовый жирный = КЖ, коксовый - К, коксовый второй – К₂, отощенный спекающийся – ОС, слабоспекающийся – СС, тощий – Т.

Теплота сгорания. Одной из основных характеристик любого вида топлива является теплота сгорания, т.е. то количество теплоты, которое может быть получено при полном сгорании единицы массы или объема топлива. Полным сгоранием называется такое, при котором горючие компоненты топлива C, H и S полностью окисляются кислородом. Теплоту сгорания твердого и жидкого топлива относят к 1 кг, а газового – к 1 м³ при нормальных условиях. Различают *нижнюю* и *высшую* теплоту сгорания. В высшую теплоту сгорания входит количество теплоты, которое может быть выделено при конденсации водяных паров, находящихся в продуктах сгорания топлива. При известном элементарном составе твердого и жидкого топлив теплоту их сгорания (кДж/кг) определяют по эмпирическим формулам, предложенным Д.И.Менделеевым:

$$Q_{\text{н}}^{\text{P}} = 340C^{\text{P}} + 1035H^{\text{P}} - 109(O^{\text{P}} - S_{\text{л}}^{\text{P}}) - 25W^{\text{P}} \quad (14.1),$$

$$Q_{\text{в}}^{\text{P}} = 340C^{\text{P}} + 1260H^{\text{P}} - 109(O^{\text{P}} - S_{\text{л}}^{\text{P}}) \quad (14.2).$$

Теплота сгорания сухого газа (кДж/м³) определяют по объемному составу, %, и известной теплоте сгорания компонентов:

$$Q_{\text{н}}^{\text{P}} = 358\text{CH}_4 + 640\text{C}_2\text{H}_6 + 915\text{C}_3\text{H}_8 + 1190\text{C}_4\text{H}_{10} + \\ + 1465\text{C}_5\text{H}_{12} + 126,5\text{CO} + 107,5\text{H}_2 + 234\text{H}_2\text{S} \quad (14.3),$$

$$Q_{\text{н}}^{\text{P}} = 398\text{CH}_4 + 700\text{C}_2\text{H}_6 + 995\text{C}_3\text{H}_8 + 1285\text{C}_4\text{H}_{10} + \\ + 1575\text{C}_5\text{H}_{12} + 126,5\text{CO} + 127,5\text{H}_2 + 257\text{H}_2\text{S} \quad (14.4).$$

Если в состав газа входят неизвестные углеводородные компоненты (при условии, что содержание метана известно), то сумму углеводородов условно принимают как содержание этана C₂H₄ и теплоту сгорания рассчитывают по формулам, аналогичным уравнениям (14.3) и (14.4).

Для сравнения различных видов топлива по их тепловому эффекту вводят понятие условного топлива, теплота сгорания которого принята равной 29300 кДж/кг. Отношение Q_н^P данного топлива к Q_{у.т.} условного топлива называется *топливным эквивалентом* – Э. Тогда для расчета расхода натурального топлива V_н в условное V_{у.т.}, достаточно величину V_н умножить на эквивалент Э, т.е.:

$$V_{\text{у.т.}} = V_{\text{н}} \cdot \text{Э} = V_{\text{н}} \cdot (Q_{\text{н}}^{\text{P}} / Q_{\text{у.т.}}) \quad (14.5).$$

14.3. Моторные топлива для поршневых ДВС.

Основными моторными топливами являются бензины и дизельные топлива, получаемые путем переработки нефти. Кроме этого также используют сжатые и сжиженные газы; синтетические топлива, получаемые переработкой угля, сланцев, битумоносных песков; спирты; эфир.

Автомобильные бензины представляют собой смеси углеводородов, выкипающих в диапазоне температур 35...205°C и вырабатываются следующих марок: по ГОСТу 2084-77 А-76, АИ-93 (А-92), АИ-95, а также неэтилированный АИ-91; экспортные бензины А-80, А-92, А-96, с улучшенными экологическими свойствами – НОРСИ АИ-80, НОРСИ АИ-92, НОРСИ АИ-95. Цифры в марке бензина показывает октановое число (ОЧ), которое характеризует детонационную стойкость бензина.

Дизельные топлива вырабатываются в основном из гидроочищенных фракций прямой Перегонкой нефти. В России вырабатывают три сорта дизельных топлив:

"л" (летнее) – для эксплуатации при температуре 0°C и выше;

"з" (зимнее) - для эксплуатации при температуре -20°C и выше;

"а" (арктическое) - для эксплуатации при температуре -50°C и выше.

Углеводородные газообразные топлива при нормальных условиях подразделяют на сжатые (СПГ) и сжиженные (СНГ). В качестве сжатого газа используют природный газ (95% метана CH₄). Сжиженные газы являются продуктами переработки попутных газов и газов газоконденсатных месторождений и в основном содержат бутанпропановые и бутиленпропиленовые смеси, находящиеся при нормальной температуре в жидком состоянии.

Основным преимуществом газовых топлив является их чистота, более легкий запуск двигателей в холодное время, высокие экологические качества.

Лекция 9 (2 часа).

Тема 15. Сжигание топлива.

Сжигание твердого топлива в факеле. Большое значение для работы пылеугольных топок имеет конструкция применяемых горелок. Горелки должны обеспечивать хорошее перемешивание топлива с воздухом, надежное зажигание аэросмеси, максимальное заполнение факелом топочной камеры и легко поддаваться регулированию по

производительности в заданных пределах.

Сжигание мазута и газов в топках. Жидкое топливо, сжигаемое в топках, подвергается предварительному распылению с помощью форсунки, являющейся элементом горелки. Пол горелкой в общем случае понимается агрегат, включающий помимо форсунки воздухонаправляющий аппарат, запальное устройство и механизм управления. Качественное сжигание жидкого топлива обуславливается тонкостью его распыления. Для этой цели используют форсунки, которые, кроме того, обеспечивают необходимый диапазон регулирования расхода топлива и устойчивое зажигание смеси. В зависимости от способа распыления топлива форсунки подразделяются на четыре класса: механические, паровые, воздушные (пневматические) и комбинированные. На рис.15.1 показаны принципиальные схемы применяемых форсунок.

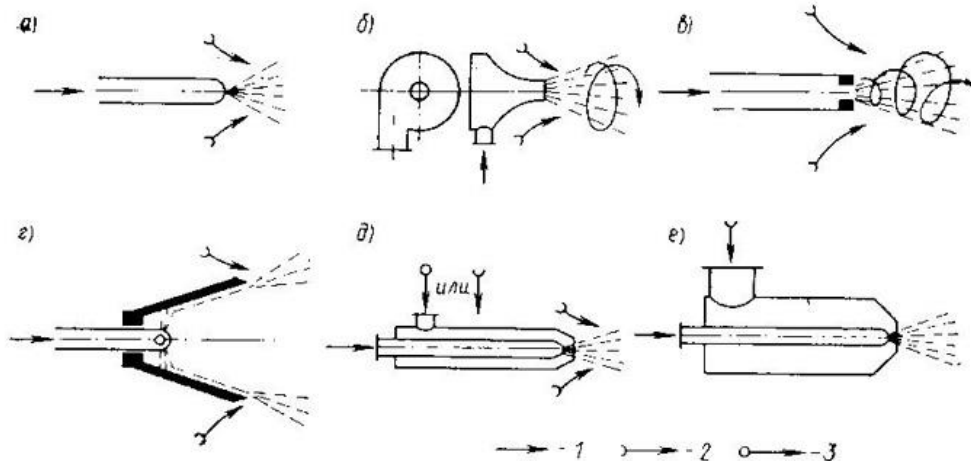


Рис. 15.1 Принципиальные схемы мазутных форсунок

1 — топливо; 2 — воздух; 3 — пар

Форсунки с механическим распылением разделяют на прямоструйные, центробежные и ротационные. В прямоструйных форсунках (Рис.15.1,а) дробление струи топлива на мельчайшие капли происходит при его продавливании под значительным давлением (1-2 МПа) через сопло малого диаметра. В центробежных форсунках (Рис.15.1,б,в) топливо распыляется под действием центробежных сил, возникающих при закручивании топливного потока. В ротационных форсунках (Рис.15.1,г) топливо подается внутрь быстро вращающегося распыливающегося стакана, где оно растекается под действием центробежных сил, образуя тонкую пленку. На выходной кромке стакана тонкая пленка подхватывается подводимым первичным воздухом. Паровые и пневматические форсунки можно объединить в один класс – форсунки с распыливающей средой. В паровых форсунках (Рис.15.1,д) в качестве такой среды используют водяной пар с давлением 0,4-1,6 МПа., а в пневматических форсунках (Рис.15.1,е) используют воздух низкого (0,002-0,008 МПа) и высокого (0,2-1 МПа и выше) давления.

Газовые горелки бывают:

кинетические - полного предварительного смешения (газ с воздухом смешивается до выхода из горелки);

диффузионно-кинетические – частичного предварительного смешения;

диффузионные – внешнего смешения.

По способу подачи воздуха горелки делятся на *инжекционные* и *дутьевые* (принудительной подачей воздуха).

На рис.15.2 показаны основные принципиальные схемы газовых горелок.

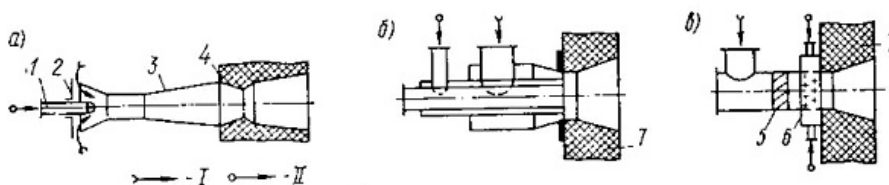


Рис. 15.2 Схемы горелок для сжигания газа

1 – газовое сопло; 2 – регулирующая воздушная заслонка; 3 – смеситель; 4 – керамическая насадка; 5 – лопаточный завихритель; 6 – газовый коллектор; 7 – обмуровка топки; I – воздух; II – газ

Теплотехнические показатели работы топок.

Важнейшая теплотехническая характеристика топочных устройств, основываясь на которой решают вопросы их конструкции и оценивают интенсивность работы, - *тепловое напряжение объема топочного пространства*. Оно выражается отношением Q/V_T и представляет собой количество теплоты, выделившейся при сжигании определенного количества топлива в единицу времени V и приходящейся на 1 куб.м объема топочного пространства, т.е.:

$$q_v = Q/V_T = Q^p_H V/V_T. \quad (15.1)$$

Единицей измерения q является $Вт/м^3$.

Если значение q будет превышать определенную числовую величину, установленную практически, то за время нахождения в топке топливо не сгорит полностью. Опыт эксплуатации котельных агрегатов показал, что для различных видов топлива, способов сжигания и конструкций топок допустимое значение q_v изменяется в широких пределах. Например, для слоевых топок с неподвижной решеткой и ручным забросом топлива $q_v = 290 - 350 \text{ кВт/м}^3$, у слоевых механизированных топок $q_v = 290 - 465 \text{ кВт/м}^3$, для камерных топок при сжигании угольной пыли $q_v = 145 - 230 \text{ кВт/м}^3$, а при сжигании в них газа или мазута $q_x = 230 - 460 \text{ кВт/м}^3$.

В слоевых топках, в которых часть топлива сгорает в слое, а другая часть в топочном пространстве, применяют еще одну характеристику интенсивности тепловой работы топки, называемую *тепловым напряжением зеркала горения* и имеющую вид:

$$q_R = Q/R = Q^p_H/R \quad (15.2).$$

Единицей измерения для q_R является $Вт/м^2$; V – кг/с; Q^p_H – Дж/кг и для R $м^3$. Эта характеристика представляет собой количество теплоты, выделившейся при сжигании определенного количества топлива в единицу времени и приходящейся на 1 м^2 площади поверхности зеркала горения. Установлено, что чем больше q_R , тем больше потеря теплоты от механического недожога вследствие уноса из пределов топки мелких, не успевших сгореть частиц топлива. Значения теплового напряжения зеркала золы, конструкции топки и т.д. и изменяются в широких пределах – от 350 до 1100 кВт/м^2 . Очевидно, что чем больше значение q_v и q_R для заданных размеров топки и одного и того же вида топлива, тем интенсивней (форсированней) протекает работа топки, т.е. больше сжигается топлива в единицу времени и больше вырабатывается теплоты. Однако форсировать топку можно лишь до определенного предела, ибо в противном случае возрастают потери от химической и механической неполноты сгорания и снижается КПД.

Тема 16. Горение топлива.

16.1. Физический процесс горения топлива.

Горение топлива – химическая реакция соединения горючих элементов топлива с окислителем при высокой температуре, сопровождающийся интенсивным выделением

теплоты. В качестве окислителя используют кислород воздуха. Процессы горения разделяют на 2 группы:

- 1). гомогенное горение – горение газообразных горючих (характеризуется системой "газ + газ");
- 2). гетерогенное горение – горение твердых и жидких горючих (характеризуется системой "твердое тело + газ" или "жидкость + газ").

Процесс горения может протекать с разной скоростью – от медленного до мгновенного. Медленное горение – самовозгорание твердого топлива при его хранении на складах. Мгновенное горение представляет собой взрыв. В теплоэнергетических установках практическое значение имеет такая скорость реакции, при которой происходит устойчивое горение, т.е. при постоянной подаче в зону горения топлива и окислителя. При этом соотношение концентрации топлива и окислителя должен быть определенным. При нарушении этого соотношения (богатая смесь, бедная смесь) скорость реакции снижается и уменьшается тепловыделение на единицу объема.

Горение – это в основном химический процесс, т.к. в результате его протекания происходит качественные изменения состава реагирующих масс. Но в то же время химическая реакция горения сопровождается различными физическими явлениями: перенос теплоты, диффузионный перенос реагирующих масс и др. Время горения топлива складывается из времени протекания физических ($t_{\text{физ}}$) и химических процессов ($t_{\text{хим}}$):

$$t_{\text{гор}} = t_{\text{физ}} + t_{\text{хим}} \quad (16.1).$$

Время протекания физических процессов состоит из времени, необходимого для смешивания топлива с окислителем ($t_{\text{см}}$) и времени, в течении которого топливо – воздушная смесь подогревается до температуры воспламенения ($t_{\text{н}}$):

$$t_{\text{физ}} = t_{\text{см}} + t_{\text{н}} \quad (16.2).$$

Время горения ($t_{\text{гор}}$) определяется скоростью наиболее медленного процесса.

Горение газообразного топлива. Минимальная температура при которой происходит воспламенение смеси, называется *температурой воспламенения*. Значение этой температуры для различных газов неодинаково и зависит от теплофизических свойств горючих газов, содержания горючего в смеси, условий зажигания, условий отвода теплоты в каждом конкретном устройстве и т.д.

Горючий газ в смеси с окислителем сгорает в факеле. Различают два метода сжигания газа в факеле – *кинетический* и *диффузионный*. При кинетическом сжигании до начала горения газ предварительно смешивается с окислителем. Газ и окислитель подаются сначала в смешивающее устройство горелки. Горение смеси осуществляется вне пределов смесителя. При этом скорость горения не должна превышать скорости химических реакций горения $t_{\text{гор}} = t_{\text{хим}}$. Диффузионное горение происходит в процессе смешивания горючего газа с воздухом. Газ поступает в рабочий объем отдельно от воздуха. Скорость процесса будет ограничена скоростью смешивания газа с воздухом $t_{\text{гор}} = t_{\text{физ}}$. Кроме этого существует смешанное (диффузионно-кинетическое) горение. При этом газ предварительно смешивается с некоторым количеством воздуха, затем полученная смесь поступает в рабочий объем, где отдельно подается остальная часть воздуха. В топках котельных агрегатов в основном используют кинетический и смешанный способы сжигания топлива.

Горение твердого топлива. Процесс горения состоит из следующих стадий: 1) подсушка топлива и нагревание до температуры начала выхода летучих веществ; 2) воспламенение летучих веществ и их выгорание; 3) нагревание кокса до воспламенения; 4) выгорание горючих веществ из кокса. Эти стадии иногда частично накладываются одна на другую. Выход летучих веществ у различных топлив начинается при различных температурах: у

торфа при 550-660К, у бурых углей при 690-710К, у тощих углей и антрацита при 1050-1070К.

Горение жидкого топлива. Основным жидким топливом, используемым в теплоэнергетике и промышленной теплотехнике является мазут. В установках небольшой мощности также используют смесь технического керосина со смолами.

Наибольшее применение получило метод сжигания в распыленном состоянии. Этот метод позволяет значительно ускорить его сгорание и получить высокие тепловые напряжения объемов топочных камер вследствие увеличения площади поверхности контакта топлива с окислителем.

Процесс горения жидкого топлива можно разделить на следующие стадии: 1) нагревание и испарение топлива; 2) образование горючей смеси; 3) воспламенение горючей смеси от постороннего источника (искры, раскаленной спирали и т.п.); 4) собственно горение смеси.

Тема 17. Вопросы экологии при использовании теплоты.

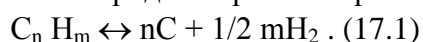
17.1. Токсичные газы продуктов сгорания.

Продукты сгорания, расчет которых изложен в п. 16. оказывают определяющее влияние на энергетические и экологические показатели различных теплотехнических установок. Однако помимо основных продуктов при сгорании образуется и ряд других веществ, которые вследствие их малого количества не учитываются в энергетических расчетах, но определяют экологические показатели топок, печей, тепловых двигателей и других устройств современной теплотехники. В первую очередь к числу экологически вредных продуктов сгорания следует отнести так называемые токсичные газы. *Токсичными* называют вещества, оказывающие негативные воздействия на организм человека и окружающую среду. Основными токсичными веществами являются оксиды азота (NO_x), оксид углерода (CO), различные углеводороды (CH), сажа и соединения, содержащие свинец и серу.

Оксиды азота. При сгорании топлив главным образом образуется оксид азота NO , который затем в атмосфере окисляется до NO_2 . Образование NO увеличивается с ростом температуры газов и концентрации кислорода и не зависит от углеводородного состава топлива. Находящийся в атмосфере NO_2 представляет собой газ красновато-бурого цвета, обладающий в больших концентрациях удушливым запахом. NO_2 оказывает негативное воздействие на слизистые оболочки глаз и *оксид углерода* (CO) образуется во время сгорания при недостатке кислорода или при диссоциации CO_2 . Основное влияние на образование CO оказывает состав смеси: чем она богаче, тем выше концентрация CO . Оксид углерода - бесцветный и не имеющий запаха газ. При вдыхании вместе с воздухом он интенсивно соединяется с гемоглобином крови, что уменьшает ее способность к снабжению организма кислородом. Симптомы отравления организма газом CO : головная боль, сердцебиение, затруднение дыхания и тошнота. *Углеводороды* (CH) состоят из исходных или распавшихся молекул топлива, которые не принимали участия в сгорании. Углеводороды появляются в отработавших газах (ОГ) двигателей внутреннего сгорания вследствие гашения пламени вблизи относительно холодных стенок камеры сгорания, в “защемленных” объемах, находящихся в вытеснителях и в зазоре между поршнем и цилиндром над верхним компрессионным кольцом. В дизелях углеводороды образуются в переобогащенных зонах смеси, где происходит пиролиз молекул топлива. Если в процессе расширения в эти зоны не поступит достаточное количество кислорода, то CH окажется в составе ОГ . Количество различных индивидуальных углеводородов, входящих в эту группу токсичных веществ, превышает 200. В тех концентрациях, в которых CH содержится в воздухе, например, в зонах с интенсивным движением автотранспорта, они не приносят непосредственного вреда здоровью человека, однако, могут вызывать реакции, которые ведут к образованию соединений, вредных даже при незначительной

концентрации. Так, углеводороды под действием солнечных лучей могут взаимодействовать с NO_x, образуя биологически активные вещества, которые раздражающе действуют на органы дыхательных путей и вызывают появление так называемого смога. Особое влияние оказывают выбросы бензола, толуола, полициклических ароматических углеводородов (ПАУ) и в первую очередь бензопирена (C₂₀H₁₂). Эта группа высокотоксичных веществ образуется в результате пиролиза легких и средних фракций топлива при температуре 600...700К. Такие условия возникают вблизи холодных поверхностей цилиндра при наличии там несгоревших углеводородов. Количество ПАУ в ОГ тем больше, чем выше концентрация в топливе бензола. ПАУ относится к так называемым канцерогенным веществам, они не выводятся из организма человека, а со временем накапливаются в нем, способствуя образованию злокачественных опухолей.

Сажа представляет собой твердый продукт, состоящий в основном из углерода. Кроме углерода в саже содержится 1..3 % (по массе) водорода. Сажа образуется при температуре выше 1500К в результате объемного процесса термического разложения (пиролиза) при сильном недостатке кислорода. Формально реакция пиролиза выражается уравнением:



Начало образования сажи имеет место при τ меньше 0,3... 0,7 и зависит от температуры и давления газов, а также от вида топлива. При одинаковом количестве атомов углерода по степени увеличения склонности к образованию сажи углеводороды располагаются следующим образом: парафины, олефины, ароматики. Наличие сажи в ОГ дизелей обуславливает черный дым на выпуске. Сажа представляет собой механический загрязнитель носоглотки и легких. Большая опасность связана со свойством сажи накапливать на поверхности своих частиц канцерогенные вещества и служить их переносчиком. Сажа - не единственное твердое вещество, содержащееся в ОГ. Другие твердые вещества образуются из содержащейся в дизельном топливе серы, а также в виде аэрозолей масла и несгоревшего топлива. Все вещества, которые оседают на специальном фильтре при прохождении через него ОГ, получили общее название - частицы. Содержание в ОГ продуктов неполного сгорания (СО, СН и сажи) нежелательно не только из-за их токсичности, но и потому, что при неполном сгорании топлива недо выделяется часть теплоты, а это обуславливает ухудшение экономических показателей тепловых установок.

Свинец и сера. Примерно 50... 70% свинца, находящегося в бензине, попадает вместе с ОГ в атмосферу в форме свинцовых солей, т.е. в виде частиц диаметром меньше 1 мкм. Эти частицы проникают в организм человека вместе с воздухом и через кожу. Соединения свинца очень ядовиты и не выводятся из организма, накапливаясь в нем. Они негативно воздействуют на центральную нервную систему, вызывая нервные и психические расстройства. Сера, содержащаяся в дизельном топливе, мазуте и каменном угле выбрасывается в атмосферу после сгорания этих топлив в форме диоксида SO₂, который очень вреден для растений и способствует возникновению “кислотных” дождей. Присутствие в ОГ соединений свинца и серы делает невозможным использование каталитических нейтрализаторов, предназначенных для снижения токсичности ОГ. Некоторые токсичные вещества после того, как они попадают в атмосферу в составе продуктов сгорания, претерпевают дальнейшие преобразования. Например, при наличии в атмосфере углеводородов (или их радикалов), оксидов азота и оксида углерода при интенсивном ультрафиолетовом излучении солнца образуется озон O₃, являющийся сильнейшим окислителем и вызывающий при соответствующей концентрации ухудшение самочувствия людей. При высоком содержании в мало подвижной и влажной атмосфере NO₂, O₃ и СН возникает туман коричневого цвета, который получил название “смог” (от английских слов Smoke - дым и fog -туман). Смог является смесью жидких газообразных компонентов, он раздражает глаза и слизистые оболочки, ухудшает видимость на дорогах. Основными источниками выброса токсичных продуктов сгорания являются автомобили,

промышленность, тепловые и электрические станции. В некоторых городах содержание в атмосфере токсичных продуктов сгорания превышает предельно допустимую концентрацию в несколько десятков раз. Для борьбы с этим злом в большинстве стран мира приняты соответствующие законы, ограничивающие допустимое содержание токсичных веществ в продуктах сгорания, выбрасываемых в атмосферу.

17.2. Воздействия токсичных газов.

Для оценки концентраций токсичных выбросов принято сравнивать их фактические концентрации с предельно допустимыми (максимально разовыми, среднесуточными или среднегодовыми). На основании многочисленных эпидемиологических и токсикологических исследований установлено, что воздействие каждого из вредных компонентов может привести к определенным негативным последствиям. *Оксид углерода* CO (время жизни в атмосфере 2...42 мес.) воздействует на нервную систему, вызывает обмороки, так как вступает в реакцию с гемоглобином крови, замещая кислород. В зависимости от концентрации CO в воздухе и времени воздействия степень поражения организма может существенно различаться. Когда вдох прекращается, CO, связанный гемоглобином, постепенно выделяется, и кровь здорового человека очищается от него на 50% каждые 3...4 ч. Воздействие CO на центральную нервную систему проявляется в изменении цветовой и световой чувствительности глаз - возрастает вероятность аварий. Максимально-разовая ПДК этого вещества в населенных пунктах составляет 30 мг/м³, за 8 ч воздействия - 10 мг/м³ (данные США). В атмосфере над автомагистралями и прилегающих территориях из оксидов азота встречаются, в основном NO и NO₂. NO является неустойчивым компонентом, который в течение от 0,5...3 до 100 ч (зависит от концентрации в воздухе) окисляется до NO₂. Токсичность NO₂ в 7 раз выше токсичности NO. На организм человека NO₂ действует как острый раздражитель при концентрации 15 мг/м³ и может вызвать отек легких при концентрации 200...300 мг/м³. Реагируя с атмосферной влагой, оксиды азота образуют азотную кислоту, вызывающую коррозию металлов, уничтожение растительности и т.д. Наибольшую опасность оксиды азота представляют как активный компонент при образовании фотохимического смога. Максимально-разовая концентрация оксидов азота в атмосфере населенных пунктов - 0,085 мг/м³. *Газообразные низкомолекулярные углеводороды* оказывают наркотическое действие на организм человека, вызывая состояние эйфории, что увеличивает вероятность ДТП. Токсичность их возрастает при наличии в воздухе других загрязнений, которые в совокупности под действием солнечной радиации образуют фотохимические оксиданты смога. ПДК максимально-разовая составляет 5 мг/м³. *Полициклические ароматические углеводороды*, содержащиеся в выбросах двигателей, являются канцерогенными, из которых наибольшей активностью обладает бензопирен (C₂₀H₁₂), содержащийся в отработавших газах дизелей. ПДК составляет 0,1 мкг/100 м³ воздуха. *Сажа*, содержащаяся в отработавших газах, обладает большей токсичностью, чем обычная пыль. На поверхности частиц сажи адсорбируются канцерогенные вещества. Видимым автомобильный выхлоп становится при концентрации сажи 130 мг/м³. Размеры частиц составляют 0,19...0,54 мкм в диаметре и могут достигать альвеол легких или откладываться в носовых пазухах, трахеях или бронхах. *Оксиды серы* при малых концентрациях (0,001%) вызывают раздражение дыхательных путей, при концентрации 0,01% происходит отравление людей за несколько минут. Наличие в атмосфере сернистых газов препятствует фотосинтезу растений, неблагоприятно воздействует на дыхательные пути человека. При концентрации SO₂ в воздухе более 0,9 мг/м³ происходит изменение процессов фотосинтеза растений; через 5... 10 дней хвоя сосны, ели начинает рыжеть и преждевременно опадает. Установлено, что смесь SO₂ и CO при длительном воздействии вызывает нарушение генетической функции организма. ПДК в рабочей зоне составляет 10 мг/м³. *Соединения свинца* приводят к возникновению головной боли, утомлению, нарушению сна, ферментативной активности белков живых организмов. ПДК

среднесуточная составляет $0,0003 \text{ мг/м}^3$. Свинец накапливается в организме и может вызвать тяжелые расстройства нервной и кровеносной системы. Негативное воздействие автомобильных выбросов на человека проявляется и через питьевую воду, и продукты питания. Приводят к ухудшению здоровья транспортный шум и электромагнитные излучения.

17.3. Последствия парникового эффекта.

Одним из основных продуктов сгорания углеводородных топлив является диоксид углерода (CO_2), который не относится к токсичным газам. Годовая эмиссия CO_2 составляет 130...1100 млрд. т/год. Основное количество CO_2 производится природными источниками, и только примерно 1...3 % связаны с технической деятельностью человека (антропогенные выбросы). Однако эти 1...3% могут нарушать равновесие в атмосфере и служить причиной возникновения так называемого “парникового” эффекта. В верхних слоях атмосферы всегда располагалась смесь газов, состоящая на 60... 90 % из водяного пара. Эта смесь газов препятствует отводу теплоты от поверхности нашей планеты, повышая ее среднюю температуру на 33°C (от -18°C до $+15^\circ\text{C}$). В увеличении средней температуры на поверхности земли и заключается “парниковый” эффект, который обусловил благоприятные условия для возникновения и развития жизни на Земле. Однако в результате деятельности человека в стратосфере и тропосфере стали накапливаться такие вещества как CO_2 , CH_4 , галогенированные углеводороды, озон и оксид азота (NO_2). Суммарная доля этих газов в “парниковом” слое относительно невелика всего 0,5... 15%. Однако они вызвали за последние 100 лет повышение средней температуры примерно на $0,45^\circ\text{C}$, что выразилось в известном потеплении климата. При дальнейшем неконтролируемом усилении “парникового” эффекта может произойти интенсивное таяние ледников, которое может привести к глобальной катастрофе. Из всех антропогенных “парниковых” газов главное значение для усиления “парникового” эффекта имеет CO_2 . Важнейшими источниками антропогенных выбросов CO_2 являются: тепловые и электрические станции - 27%, промышленность - 20%, отопление жилых помещений и малая энергетика - 20%, транспорт - 17%. Снижение антропогенных выбросов CO_2 стало острой экологической проблемой. В то же время известно, что чем больше CO_2 образуется при сгорании углеводородных топлив, тем оно совершеннее. Поэтому решение проблемы уменьшения антропогенных выбросов CO_2 возможно путем:

- уменьшения количества сжигаемого углеводородного топлива, т.е. повышения топливной экономичности теплоэнергетических устройств и тепловых двигателей;
- применения топлив с малым содержанием углерода (сжатый и сжиженный газы, спирты и эфиры);
- использования водорода;
- перехода к широкому применению альтернативных источников энергии (энергия солнца и ветра, гидроэнергия, атомная и ядерная энергия).

Литература

Основная, использованная при подготовке лекций:

1. Интернет ресурс: Скрябин В.И, Теплотехника Курс лекций, 2000.
2. Зубарева Н.И. Учебное пособие по разделу «Тепловые процессы». МЦБТ, г.Волжск, 2004, - 63 с.

Дополнительная:

3. Лариков Н.Н. Теплотехника: Учебник для вузов. -3-е изд., перераб. и дополн.-М.; Стройиздат, 1985 -432 с.ил.
4. Луканин В.Н., Шатров М.Г., Камфер Г.М. и др. Теплотехника: Учебник для вузов. – М.; Высш.шк., 1999.-671 с.ил.
5. Кудинов В.А., Карташов Э.М. Техническая термодинамика. –М.; Высш.шк., 2000. – 261 с.ил.
6. Тихомиров К.В. Теплотехника, теплоснабжение и вентиляция. -М.; Стройиздат, 1981-248с.
7. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. -М.; Энергоиздат, 1983.
8. Исаченко В.М., Осипова В.А., Сухомел А.С. Теплопередача. -М.; Энергоиздат, 1981.
9. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. -М.; Энергия, 1977.
10. Теплоснабжение /Под ред. Ионина -М.; Стройиздат, 1982.
11. Теплотехника /Хазен М.М., Матвеев Г.А. и др. -М.; 1981.
12. Панкратов Г.П. Сборник задач по теплотехнике. М.; Высш. шк., 1986. -248с.
13. Сб. задач по технической термодинамике и теплопередаче /Дрыжаков Е.В., Исаев С.И. и др. -М.; 1968.
14. Сб. задач по технической термодинамике /Андрианов Т.А., Дзампов Б.В. и др. -М.; 1971.
15. Краснощеков Е.А., Сухомел А.С. Задачник по теплопередаче. -М.; 1975.
16. Балахонцев Е.В., Верес А.А. Теплотехника (методические указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-технических специальностей высших учебных заведений). М.; Высш. шк., 1985. –64 с.