

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Томский государственный университет  
систем управления и радиоэлектроники

А.С. Апкарьян

**Теплофизика**  
Методические указания по практическим занятиям

Томск  
2023

УДК [536+621.1.01](075.8)

ББК 22.36я73

А764

Апкарьян А.С. Теплофизика: методические указания по практическим занятиям/ А.С. Апкарьян. - Томск: Томский государственный университет систем управления и радиоэлектроники, 2023. – 107 с.

Представлены основные сведения о всех видах топлива, их теплофизические свойства, методика расчета процесса горения и современные способы переработки. Изложены основы технической термодинамики и теории теплообмена. Рассмотрены принципы работы тепловых двигателей, паровых и газовых турбин, двигателей внутреннего сгорания и компрессоров.

Приведены примеры решения типовых задач с ответами и контрольные вопросы, позволяющие проконтролировать усвоение теоретического материала.

Учебное пособие разработано для студентов всех направлений и уровней подготовки.

Одобрено на заседании кафедры РЭТЭМ протокол № 83 от « 28 » августа 2023 года,

УДК [536+621.1.01](075.8)

ББК 22.36я73

©Апкарьян А.С., 2023

©Томск. гос. ун-т систем упр.  
и радиоэлектроники, 2023

## Оглавление

Введение .....	4
1. Общая характеристика изучаемой дисциплины	
1.1. Цели и задачи дисциплины .....	5
2 Топливо и теплофизические процессы горения. Примеры решения задач....	9
2.1. Классификация топлива.....	9
2.2. Химический состав топлива.....	9
2.3. Теплота сгорания топлива.....	13
2.4. Расчёт горения топлива.....	16
2.5. Определение температуры горения топлива.....	21
3 Техническая термодинамика. Примеры решения задач .....	25
4 Основы теплопередачи, Примеры решения задач.....	35
5 Теплообменные аппараты, Примеры решения задач.....	51
6.Поршневые двигатели внутреннего сгорания. Примеры решения задач.....	58
7. Паровые турбины и газотурбинные установки. Контрольные вопросы. ....	80
8 Задачи для самостоятельного решения.....	96
9 Заключение.....	100
10 Список основных принятых сокращений.....	101
9 Рекомендуемая литература.....	102
Приложения.....	103

## **Введение**

Изучение теплофизики студентами технических высших учебных заведений предусматривает проведение определённого количества самостоятельных практических работ. В данных методических указаниях даются общие разделы, ознакомление с которыми необходимо для правильного выполнения практических работ: содержание темы, методика решения задач, задачи для самостоятельного решения, список рекомендуемой литературы.

# 1. Общая характеристика изучаемой дисциплины

## 1.1. Цели и задачи дисциплины

Цель изучения дисциплины – усвоить методы получения, преобразования, передачи и использования теплоты, научиться выбирать и эксплуатировать необходимое оборудование отраслей промышленности. При этом необходимо особое внимание уделить максимальной экономии теплоэнергетических ресурсов и материалов, интенсификации технологических процессов, выявлению и использованию вторичных энергоресурсов, защите окружающей среды и безопасности людей.

Задачей курса является формирование знаний об основах преобразования энергии, законов термодинамики и тепломассообмена, термодинамических процессов и циклов, свойств, существенных для отрасли рабочих тел, горения, энерготехнологии, энергосбережения, принципов работы тепловых и теплообменных аппаратов, теплосиловых установок.

В рамках дисциплины рассматриваются основные принципы обеспечения жизнедеятельности и безопасности при работе на компрессорах, тепловых и холодильных установках.

## 1.2. Содержание курса

№ п/п	Наименование разделов	Содержание разделов
1.	Топливо и теплофизические процессы горения	Общая характеристика топлива. Классификация топлива. Химический состав топлива. Тепловые эффекты реакций окисления. Теплота сгорания топлива. Высшая и низшая теплота сгорания топлива. Теплофизический расчёт горения топлива. Определение температуры вспышки. Твёрдое топливо. Естественное твёрдое топливо. Искусственное твёрдое топливо. Жидкое топливо. Естественное жидкое топливо. Искусственное жидкое топливо. Газообразное топливо. Природный газ. Искусственное газообразное топливо.

		Устройства для сжигания топлива. Охрана окружающей среды при сжигании топлива. Пожаробезопасность при сжигании топлива. Охрана труда, обеспечение жизнедеятельности и безопасности при сжигании топлива. Охрана окружающей среды.
2.	Техническая термодинамика.	<p>Определение дисциплины и ее задачи. Рабочее тело. Параметры состояния рабочего тела. Температура рабочего тела. Давление. Удельный вес. Единицы измерения. Приборы для измерения основных параметров состояния рабочего тела. Равновесное состояние системы. Неравновесное состояние системы. Внутренняя энергия системы. Работа. Количество теплоты. Термодинамические процессы. Обратимый и необратимый процессы. Графическое изображение термодинамических процессов на PV-диаграмме. Основные свойства газовой смеси. Объемная доля газовой смеси. Весовая доля газовой смеси. Давление смеси. Теплоемкость газов. Теплоемкость газовой смеси. Истинная теплоемкость. Средняя теплоемкость. Весовая теплоемкость. Уравнение Майера. Изобарная и изохорная теплоемкость. Идеальный газ. Уравнения состояния идеального газа: Менделеева – Клайперона, Клайперона. Уравнения состояния реального газа; Ван-дер-Ваальса, Вукаловича-Новикова. Равновесные и неравновесные системы. Внутренняя энергия. Работа и количество теплоты. Сущность первого закона термодинамики. Энтальпия газов. Энтропия. Вычисления энтропии газов. Принцип возрастания энтропии. Термодинамические процессы изменения состояния идеального газа. Изображение термодинамических процессов изменения состояния газа на PV-диаграммах. Графическое изображение термодинамических процессов изменения состояния идеального газа на TS-диаграммах. Теплота процесса. Работа процесса.</p> <p>Круговой процесс теплового двигателя. Идеальный цикл. Термический к.п.д. цикла. Прямой и обратный термодинамические циклы кругового процесса. Циклы Карно</p>

		<p>на PV- и TS-диаграммах. Термический к.п.д. цикла Карно. Практическое значение цикла Карно. Сущность второго закона термодинамики. Формулировки второго закона термодинамики. Работоспособность системы. Процесс парообразования. Испарение. Насыщенный пар. Перегретый пар. Конденсация пара. Упругость насыщенного пара. Кипение. Степень сухости. Внутренняя теплота парообразования. Процесс парообразования на TS-диаграмме. Теплота парообразования. Теплота жидкости. Теплота перегрева. Определение параметров состояния воды и водяного пара на PV-диаграмме. Кривые сухости. IS-диаграммы водяного пара. Схема паросиловой установки. Цикл Ренкина. К.П.Д. цикла Ренкина.</p>
3	<p>Основы Теплопередачи</p>	<p>Основы теплопередачи. Теплопроводность, теплоотдача (конвективный теплообмен), излучение (лучистый или радиационный). Температурное поле. Температурный градиент. Основной закон теплопроводности. Теплопроводность стенки. Плоская однослойная стенка. Плоская многослойная стенка. Цилиндрическая стенка. Конвективный теплообмен. Основные понятия. Свободное движение жидкости. Вынужденное движение жидкости. Теплообмен излучением. Основные понятия. Уравнение теплового баланса теплообмена излучением. Закон Кирхгофа. Излучение газов и паров. Закон Стефана – Больцмана. Степень черноты. Теплообменные аппараты. Рекуперативные и регенеративные теплообменные аппараты.</p>
4	<p>Поршневые двигатели внутреннего сгорания</p>	<p>Основные понятия и определения Двигатели с внешним смесеобразованием. Идеальные циклы двигателей внутреннего сгорания. Циклы действительных двигателей. Мощность и КПД двигателей. Тепловой баланс двигателя.</p>

5	Паровые турбины и газотурбинные установки	Устройство паровой турбины. Рабочий процесс в паровой турбине. Турбины со ступенями скорости и давления. Мощность и КПД паровой турбины. Классификация паровых турбин. Конденсационные устройства. Газотурбинные установки.
---	---	---



## 2.Топливо и теплофизические процессы горения

### 2.1. Классификация топлива

В основном топливо классифицируют по его происхождению и агрегатному состоянию. В соответствии с этим топливо всех видов подразделяют на естественное и искусственное, каждое из которых в свою очередь подразделяют на твёрдое, жидкое и газообразное.

Общая квалификация различных видов топлива приведена в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Виды топлива

Агрегатное состояние топлива	Происхождение	
	Естественное	Искусственное
Твёрдое	Дрова, торф, бурый уголь, каменный уголь, антрациты, горючие сланцы.	Древесный уголь, кокс, угольная пыль
Жидкое	Нефть	Бензин, керосин, мазут, спирт, каменноугольная смола и др.
Газообразное	Природный газ	Коксовый, доменный, светильный, генераторный, водяной газы

### 2.2. Химический состав топлива

Кроме сжигания, топливо в некоторых случаях подвергают нагреванию для технологической переработки (например, для получения кокса). Количество выделяемого при горении тепла и физико-химические процессы при нагревании в значительной степени зависят от химического состава топлива.

Топливо подавляющего большинства разновидностей – органического происхождения, поэтому основным его составляющими являются углерод и водород. В составе топлива обычно находятся кислород, азот и сера также в связанном виде. Перечисленные элементы образуют различные соединения,

составляющие основу топлива. Кроме того, в топливе всегда присутствуют вода и зола.

Зола – это негорючая минеральная часть топлива, состоящая из  $Al_2O_3$ ,  $SiO_2$ ,  $CaO$ ,  $Fe_2O_3$  и др.

Сера в топливе может встречаться в виде органической серы ( $S_o$ ), колчеданной ( $S_k$ ) и сульфатной ( $S_c$ ). Органическая сера связана с другими составляющими органической части топлива, колчеданная сера связана с железом в виде  $FeS_2$ , а сульфатная сера входит в сернокислые соединения типа  $CaSO_4$ ,  $FeSO_4$ . Общее количество серы, таким образом, равно:

$$S_{об} = S_o + S_k + S_c$$

Органическая и колчеданная сера участвует в процессах горения топлива. Сульфатная сера в горении не участвует.

Влага, которая содержится в топливе, подразделяется на гигроскопическую, химически связанную и внешнюю, которая удерживается механически и теряется при сушке.

Чтобы установить состав топлива, проводят технический и химический анализ. При техническом анализе определяют влагу, летучие вещества и золу. Химический анализ можно выполнить как по элементарному составу (C, H, O, N, S), так и путём определения содержания отдельных химических соединений ( $CO$ ,  $CO_2$ ,  $CH_4$  и др.). Первый метод анализа применяют для твёрдого и жидкого топлива, второй – для газообразного.

Элементарный анализ проводят с целью определения содержания углерода, водорода, кислорода, азота и серы в процентах по массе. Однако такой метод анализа не даёт возможности судить о том, из каких соединений этих элементов состоит топливо. На основе элементарного химического анализа можно представить схему топлива (табл. 2.2), которая даёт представление о топливе как о механической смеси отдельных элементов, что достаточно для проведения необходимых расчётов сжигания топлива.

Таблица 2.2 – – Топливо как механическая смесь элементов

Индексы	Элементы						
	С	Н	О	N	S	A	W
о	Органическая масса						
г	Горючая масса						
с	Сухая масса						
р	Рабочее топливо						

В соответствии с элементарным анализом в топливе различают органическую, горючую, сухую массу и рабочее топливо. Органическая масса топлива даёт возможность судить о его природе, горючая масса – о топливе как о горючем.

При записи результатов анализа пользуются указанными в приведённой схеме **индексами**, например,  $C^o$  обозначает содержание углерода в органической массе;  $S^g$  – содержание серы в горючей массе;  $A^c$  – содержание золы в сухой массе и  $W^p$  – содержание влаги в рабочем топливе. Естественно, что состав рабочего топлива записывают так:

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S^p + A^p + W^p = 100 \%$$

Перерасчёт состава угля из одной массы в другую легко выполнить по следующим выражениям (%):

$$x^o = x^g \frac{100}{100 - S^g};$$

$$x^o = x^c \frac{100}{100 - (S^c + A^c)};$$

$$x^o = x^p \frac{100}{100 - (S^p + A^p + W^p)};$$

$$x^g = x^c \frac{100}{100 - A^c};$$

$$x^{\Gamma} = x^P \frac{100}{100 - (A^P + W^P)} ;$$

$$x^c = x^P \frac{100}{100 - W^P} ,$$

где  $x^c$  – содержание какого-либо элемента в сухой массе, %;

$x^P$  – содержание какого-либо элемента в рабочем топливе, %;

$x^{\Gamma}$  – содержание какого-либо элемента в горючей массе, %;

$x^o$  – содержание какого-либо элемента в органической массе, %.

### Пример 2.1.

Определить состав рабочего топлива по следующим данным:

$$C^o = 80,0\%; \quad O^o = 9,0\%; \quad S^c = 1,5\%; \quad W^P = 2,0\% .$$

$$H^o = 8,0\%; \quad N^o = 3,0\%; \quad A^c = 10\%;$$

*Решение.*

$$S^P = S^c \frac{100 - W^P}{100} = 1,5 \frac{100 - 2}{100} = 1,47\%$$

$$A^P = A^c \frac{100 - W^P}{100} = 10 \frac{100 - 2}{100} = 9,8\%$$

$$C^P = C^o \frac{100 - (S^P + A^P + W^P)}{100} = 80 \frac{100 (1,47 + 9,8 + 2,0)}{100} = 80 * 0,8673 =$$

$$= 69,4\%$$

$$H^P = 8 * 0,8673 = 6,94\%$$

$$O^P = 9 * 0,8673 = 7,80\%$$

$$N^P = 3 * 0,8673 = 2,59 \%$$

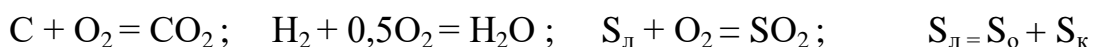
$$W^P = 2,0$$

---

Итого 100 %

## 2.3 Теплота сгорания топлива

При сгорании происходит соединение горючих элементов топлива с кислородом с выделением тепловой энергии.



Количество выделившегося тепла зависит от химического состава топлива.

Количество тепла, которое выделяется при полном сгорании единицы топлива, называется *теплотой сгорания топлива*, её размерность кДж/кг, кДж/м<sup>3</sup> или кДж/кмоль. В технике различают **высшую** и **низшую** теплоту сгорания топлива.

Высшая теплота сгорания  $Q_p^B$  соответствует условию, что все водяные пары, образовавшиеся при горении, доводятся до жидкого состояния при 273°К. При этом возвращается следующее количество тепла:

Скрытая теплота испарения 1 кг H<sub>2</sub>O равна 2258,41 кДж.

Теплота нагрева 1 кг H<sub>2</sub>O от 273 до 373°К равна 418,68 кДж.

Итого 2677,09 кДж.

Низшая теплота сгорания  $Q_p^H$  соответствует условию, что содержащиеся в продуктах сгорания водяной пар охлаждён от 373 до 293 °К. При этом освобождается количество тепла, равное

$$1,0 * 2,0087 (373 - 293) = 160,70 \text{ кДж/кг},$$

где 2,0087 кдж/(кг°С) – теплоёмкость паров воды.

Низшая теплота сгорания топлива больше соответствует действительному положению, так как практически при сжигании топлива пары воды в газообразном состоянии уносятся с продуктами сгорания. Количественная разница между  $Q_p^B$  и  $Q_p^H$  на 1 кг H<sub>2</sub>O составляет:

$$Q_p^B - Q_p^H = 2677,09 - 160,70 = 2516,39 \text{ кдж/кг}$$

Так как в продуктах сгорания содержится влага  $W_1$  и вода, полученная от сгорания водорода  $W_2 = H_2O / H_2 = 18 / 2 H = 9H$ , разность между высшей и низшей теплотой сгорания на 1 кг топлива составляет

$$Q_p^B - Q_p^H = 2516,39 (W_1 + W_2) = 2516,39 (W_1 + 9H) \text{ кДж/кг};$$

или, если  $W_1$  и  $H$  выражены в процентах, то

$$Q_p^B - Q_p^H = 25,1639 (W^P + 9H^P) \text{ кДж/кг.}$$

Теплоту сгорания топлива можно измерять путём сжигания навески или определённого объёма топлива в специальных приборах – калориметрах. В инженерной практике теплоту сгорания топлива часто определяют расчётным путём, на основании данных элементарного анализа с использованием тепловых эффектов реакций горения отдельных составляющих топлива.

Для отечественных видов твёрдого и жидкого топлива достаточно точные результаты даёт формула Д.И. Менделеева:

$$Q_p^B = 4,187[81 C^P + 300H^P - 26(O^P - S^P)] \text{ кДж/кг.}$$

При определении низшей теплоты сгорания формула Д.И. Менделеева приобретает вид:

$$Q_p^H = 4,187[81 C^P + 300H^P - 26(O^P - S^P) - (6 W^P + 9H^P)] \text{ кДж/кг.}$$

Для каменных углей иногда применяют формулу Дюлонга, по которой определяют высшую теплоту сгорания топлива

$$Q_p^B = 4,187[80,8C^P + 344,6(H^P - O^P/8) + 25S^P] \text{ кДж/кг.}$$

### Пример 2.2.

Определить низшую теплоту сгорания каменного угля следующего состава:

$$\begin{array}{lll} C^P = 80\%, & H^P = 6\%, & A^P = 6\%, \\ O^P = 3\%, & S^P = 1\%, & W^P = 4\%. \end{array}$$

*Решение.*

Для определения используем формулу Д. И. Менделеева.

$$Q_p^H = 4,187[81 \cdot 80 + 300 \cdot 6 - 26(3 - 1) - (6 \cdot 4 + 9 \cdot 6)] = 34383,64 \text{ кДж/кг.}$$

Ответ: 34383,64 кДж/кг.

Теплоту сгорания газообразного топлива можно определить расчётным путём, если известны соединения, составляющие горючую массу топлива и теплота сгораний этих соединений (таблица 2.3).

Таблица 2.3 – Теплота сгорания некоторых соединений

Реакция	Тепловой эффект реакции		
	КДж/кмоль	КДж/кг	КДж/м <sup>3</sup>
$C + O_2 = CO_2$	+408860	34070	-
$CO + 0,5 O_2 = CO_2$	+285640	-	12645
$CO + (H_2O)_n = CO_2 + H_2$	+ 43590	-	-
$C + (H_2O)_n = CO + H_2$	-118897	- 9902	-
$H_2 + 0,5 O_2 = (H_2O)_{ж}$	+286223	+143112	+12770
$H_2 + 0,5 O_2 = (H_2O)_n$	+241800	+121025	+10760
$C H_4 + 2 O_2 = CO_2 + (2H_2O)_n$	+805560	-	+35800
$C_2H_4 + 3O_2 = 2CO_2 + (2H_2O)_n$	+1341514	-	+59037
$H_2S + 1,5O_2 = SO_2 + (H_2O)_n$	+519188	-	-

Следовательно, если известен состав газообразного топлива, то не составляет труда подсчитать его теплоту сгорания.

### Пример 2.3

Определить низшую теплоту сгорания газа, содержащего 20% CO<sub>2</sub>, 6% CO, 60% H<sub>2</sub>, 23% CH<sub>4</sub>, и 9% N<sub>2</sub>.

*Решение*

$$Q_p^H = \frac{285640 * CO + 241800 * H + 805560 * CH_4}{22,4} = \frac{285640 * 0,06 + 241800 * 0,6 + 805560 * 0,23}{22,4} = 15513,26$$

Ответ: 15513,26 кДж/м<sup>3</sup>

Чтобы сравнить топливо различных видов, введено понятие условного топлива, характеризуемого теплотой сгорания 29310 кДж/кг. Для перевода любого топлива в условное следует разделить величину его теплоты сгорания на 29310 кДж/кг, т.е. найти эквивалент данного топлива.

## 2.4 Расчёт горения топлива

Горением называется процесс взаимодействия горючих элементов топлива с окислителем с выделением тепла и света, т.е. это процесс окисления, происходящий с большой скоростью. Окислителем в большинстве случаев является кислород. Горение предполагает, чтобы реагирующие вещества – горючее и кислород, были доведены до температуры воспламенения, т.е. до температуры, при которой может происходить реакция горения (таблица 2.4).

Таблица 2.4 – Температура воспламенения топлива

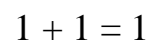
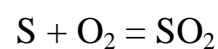
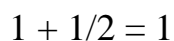
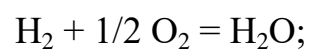
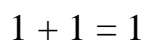
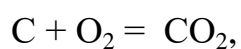
Топливо	Температура воспламенения, °С	Топливо	Температура воспламенения, °С
Каменный уголь	400 – 500	Генераторный газ	700 – 800
Антрацит	700 - 800	Доменный газ	700 – 800
Бурый уголь	250 – 450	Коксовальный газ	550 – 650
Кокс	700	Природный газ	700 - 850
Мазут	580		

При расчёте горения топлива определяют:

- количество расходуемого при сжигании воздуха;
- количество образующихся продуктов горения;
- состав образующихся продуктов горения.

Расчёты выполняют исходя из элементарного состава топлива на основе уравнений горения. По предложению французского учёного Дюлонга, считают, что весь кислород, находящийся в топливе, при определении необходимого количества кислорода уменьшают на величину  $O/8$ .

**Расчёт горения твёрдого или жидкого топлива.** Процесс горения твёрдого или жидкого топлива в молекулярных соотношениях представлен следующими уравнениями:





Т. е. 1 кмоль углерода, соединяясь с 1 кмоль кислорода, даёт 1 кмоль диоксида углерода; 1 кмоль водорода, соединяясь с 0,5 кмоль кислорода, даёт 1 кмоль водяного пара; 1 кмоль серы, соединяясь с 1 кмоль кислорода, даёт 1 кмоль диоксида серы. На горение 1 кмоль углерода расходуется 1 кмоль кислорода, 1 кмоль водорода - 0,5 кмоль кислорода и 1 кмоль серы - 1 кмоль кислорода.

На горение 1 кг углерода потребуется  $1/12$  кмоль кислорода, 1 кг водорода -  $0,5 \cdot 1/2 = 1/4$  кмоль кислорода и 1 кг серы -  $1/32$  кмоль кислорода, где 12, 2 и 32 соответственно молекулярные массы углерода, водорода и серы. Следовательно, исходя из элементарного состава топлива, количество кислорода, необходимое для сгорания топлива в теоретических условиях, можно получить из уравнения:

$$O_2 = \frac{1}{12} \cdot \frac{C}{100} + \frac{1}{4} \cdot \frac{H - O/8}{100} + \frac{1}{32} \cdot \frac{S}{100} \quad \text{кмоль/кг}$$

или

$$O_2 = \left( \frac{1}{12} \cdot \frac{C}{100} + \frac{1}{4} \cdot \frac{H - O/8}{100} + \frac{1}{32} \cdot \frac{S}{100} \right) \cdot 22,4 \quad \text{м}^3/\text{кг},$$

где: C, H, O и S – процентное содержание в топливе углерода, водорода, кислорода и серы;

22,4 – объём 1 кмоль кислорода в  $1 \text{ м}^3$  при нормальных условиях.

Количество азота воздуха, введённого с этим количеством кислорода, будет равно:

$$N_2 = \frac{1/12 C + 1/4(H - O/8) + 1/32 S}{100} \cdot 22,4 \cdot 79/21;$$

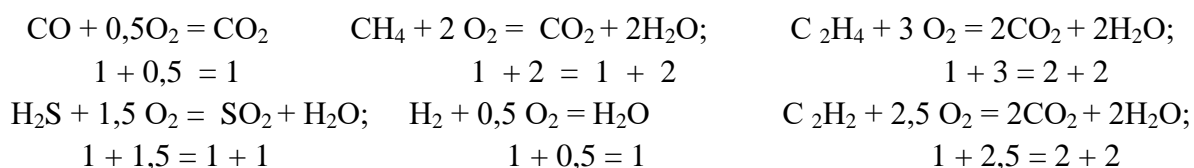
где  $79/21$  объёмное отношение содержания азота и кислорода в воздухе.

Количество воздуха будет:

$$L_o = \frac{1/12 C + 1/4(H - O/8) + 1/32 S}{100} * 22,4 + \frac{1/12 C + 1/4(H - O/8) + 1/32 S}{100} * 22,4 * 79/21 =$$

$$= 0,089C + 0,267H + 0,033 (S - O) \text{ м}^3/\text{кг}.$$

**Расчёт горения газообразного топлива.** При расчёте горения газообразного топлива процент каждого газа, входящего в состав топлива, принимают за 1 кмоль его в 100 кмольях смеси. Исходя из уравнений горения газов:



Необходимое количество кислорода и азота:

$$\text{O}_2 = 0,01(0,5\text{CO} + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 + 1,5\text{H}_2\text{S} + 0,5\text{H}_2 + 2,5\text{C}_2\text{H}_2 - \text{O}_2) \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$\text{N}_2 = 0,01 * 79/21 (0,5\text{CO} + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 + 1,5 \text{H}_2\text{S} + 2,5\text{C}_2\text{H}_2 + 0,5\text{H}_2 - \text{O}_2) \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Количество воздуха, необходимого для полного сгорания 1 кг, или 1 м<sup>3</sup> топлива:

$$L_o = \text{O}_2 + \text{N}_2 = 0,04762(0,5\text{CO} + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 + 1,5\text{H}_2\text{S} + 0,5\text{H}_2 + 2,5\text{C}_2\text{H}_2 - \text{O}_2) \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

**Определение коэффициента избытка воздуха.** В приведённых выше расчётах определялось теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг, или 1 м<sup>3</sup> топлива, при условии полного отсутствия в продуктах горения кислорода. Практически для полного сгорания топлива требуется подвод воздуха в количестве, превышающем теоретически необходимое, так как трудно добиться идеального смешения воздуха с топливом.

Отношение практически введенного воздуха к теоретически необходимому носит название *коэффициента избытка воздуха*.

$$n = L_n/L_o,$$

где  $L_n$  – практически введённое количество воздуха в м<sup>3</sup> (на 1 кг, или на 1 м<sup>3</sup>),

$L_o$  – теоретически необходимое количество воздуха в м<sup>3</sup> (на 1 кг или на 1 м<sup>3</sup>).

Чем хуже смешение воздуха с топливом, тем больший коэффициент избытка воздуха приходится принимать для полного его сжигания. Наиболее трудно добиться хорошего смешения при сжигании твёрдого топлива и легче – при сжигании газообразного. Исходя из этого, коэффициент избытка воздуха при сжигании твёрдого топлива принимают  $n = 1,3-1,5$  для жидкого  $n = 1,1-1,15$  и газообразного  $n = 1,05-1,1$ .

**Количество и состав продуктов горения твёрдого или жидкого топлива.** Количество и состав продуктов горения топлива определяют аналогично расчёту расхода воздуха, исходя из приведённых выше уравнений горения. При сгорании твёрдого или жидкого топлива 1 кг С даёт 1/12 кмоль, или  $1/12 * 22,4 \text{ м}^3 \text{ CO}_2$ ; 1 кг  $\text{H}_2$  даёт 1/2 кмоль, или  $1/2 * 22,4 \text{ м}^3 \text{ H}_2\text{O}$ ; 1 кг S даёт 1/32 кмоль, или  $1/32 * 22,4 \text{ м}^3 \text{ SO}_2$ . К полученным от соединения с кислородом С, Н и S продуктам горения следует добавить влагу  $\text{H}_2\text{O} = W/18 * 22,4 \text{ м}^3$  и азот  $\text{N}_2 = N/28 * 22,4 \text{ м}^3$ , содержащиеся в топливе и переходящие в продукты горения. Количество продуктов сгорания 1 кг жидкого или твёрдого топлива будет равно:

$$V_o = 0,224 \left[ C/12 + H/2 + W/18 + S/32 + N/28 + \left( C/12 + \frac{H - O/8}{4} + S/32 \right) * 79/21 \right] =$$

$$= 0,224 \left[ W/18 + \frac{H + O/8}{4} + N/28 + \left( C/12 + \frac{H - O/8}{4} + S/32 \right) * 79/21 \right] \text{ м}^3/\text{кг};$$

где С, Н, S, О, W и N – соответственно содержание в процентах по массе элементарного состава топлива, а

$$0,224 \left( C/12 + \frac{H - O/8}{4} + S/32 \right) * 79/21 - \text{ количество азота воздуха.}$$

**Определение продуктов сгорания газообразного топлива.** Количество продуктов сгорания 1  $\text{м}^3$  газообразного топлива равно:

$$V_o = [\text{CO}_2 + \text{CO} + 3\text{CH}_4 + 4\text{C}_2\text{H}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_2 + \text{H}_2 + 2\text{H}_2\text{S} + \text{N}_2 + W + 79/21(\text{CO}/2 + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 + 5/2\text{C}_2\text{H}_2 + \text{H}_2/2 + 3/2 \text{H}_2\text{S} - \text{O}_2)] * 0,01 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

где  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$ ,  $\text{C}_2\text{H}_4$ ,  $\text{C}_2\text{H}_2$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{H}_2\text{S}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $W$  соответствуют элементарному составу газа в объёмных процентах, а

$79/21(\text{CO}/2 + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 + 5/2\text{C}_2\text{H}_2 + \text{H}_2/2 + 3/2 \text{H}_2\text{S} - \text{O}_2)] \cdot 0,01$  – количество азота воздуха.

Выше было определено количество продуктов горения при теоретическом количестве воздуха. При коэффициенте избытка воздуха больше 1 в продукты сгорания перейдёт избыточный воздух  $L_n - L_o = L_o (n - 1)$  и количество их будет равно:

$$V_n = V_o + L_o(n - 1) \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

В связи с тем, что расчёт горения топлива по элементарному составу трудоёмок и зачастую при проведении теплотехнических расчётов отсутствует полный анализ, обычно пользуются формулами приближённого расчёта горения, приведёнными в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Формулы для расчета параметров горения топлива

Определённая величина	Размерность	Формула
Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг твёрдого топлива $L_o$ .	$\text{м}^3/\text{кг}$	1,01 — $Q_p^H + 0,5$ 4187
Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг жидкого топлива $L_o$	$\text{м}^3/\text{кг}$	0,85 — $Q_p^H + 2$ 4187
Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 $\text{м}^3$ газообразного топлива $L_o$ , при $Q_p^H < 16750 \text{кДж}/\text{м}^3$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	0,875 — $Q_p^H$ 4187
Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 $\text{м}^3$ газообразного топлива $L_o$ , при $Q_p^H > 16750 \text{кДж}/\text{м}^3$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	1,09 — $Q_p^H - 0,25$ 4187
Теоретическое количество продуктов сгорания, от 1 кг твёрдого топлива $V_o$ .	$\text{м}^3/\text{кг}$	0,89 — $Q_p^H + 1,65$

		4187
Теоретическое количество продуктов сгорания, от 1 кг жидкого топлива $V_o$ .	$\text{м}^3/\text{кг}$	1,11 ——— $Q_p^H$ 4187
Теоретическое количество продуктов сгорания, от 1 $\text{м}^3$ газообразного топлива $V_o$ , с $Q_p^H < 16750 \text{кДж}/\text{м}^3$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	0,725 ——— $Q_p^H + 1$ 4187
Теоретическое количество продуктов сгорания, от 1 $\text{м}^3$ газообразного топлива $V_o$ , с $Q_p^H > 16750 \text{кДж}/\text{м}^3$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	1,14 ——— $Q_p^H + 0,25$ 4187

### Пример 2.4.

Определить количество воздуха, необходимое для сгорания природного газа с  $Q_p^H = 35600 \text{кДж}/\text{м}^3$  и объём продуктов горения при коэффициенте избытка воздуха  $n = 1,05$ .

*Решение.*

$$L_o = \frac{1,09}{4187} Q_p^H - 0,25 = \frac{1,09}{4187} 35600 - 0,25 = 9,05 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

$$L_n = L_o \cdot n = 9,05 \cdot 1,05 = 9,5 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

$$V_o = \frac{1,14}{4187} Q_p^H + 0,25 = \frac{1,14}{4187} 35600 + 0,25 = 9,95 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

$$V_n = V_o + L_o (n - 1) = 9,95 + 9,05(1,05 - 1) = 10,4 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Ответ:  $10,4 \text{ м}^3/\text{м}^3$

## 2.5 Определение температуры горения топлива

Одной из главных характеристик топлива является температура его горения. Различают калориметрическую и действительную температуру горения топлива.

Калориметрической температурой горения называется та температура, которую приобрели образующиеся продукты горения при полном сгорании топлива и при условии, что тепло не уходит в окружающее пространство, т.е. остаётся в продуктах горения. В этом случае низшая теплота сгорания топлива будет равна:

$$Q_p^H = c^{ВД} t_k V_n^{ВД} \quad \text{или} \quad t_k = \frac{Q_p^H}{c^{ВД} V_n^{ВД}},$$

где  $c^{ВД}$  – средняя теплоёмкость влажных продуктов горения при давлении 760 мм.рт.ст. в пределах температур от 0 °С до  $t_k$  в кДж/(м<sup>3</sup> град);

$t_k$  – калориметрическая температура горения в °С;

$V_n^{ВД}$  – объём влажных продуктов горения на 1 кг или 1 м<sup>3</sup> топлива в м<sup>3</sup>.

$Q_p^H$  можно представить в виде:

$$Q_p^H = t_k (C_{CO_2} V_{CO_2} + C_{CO} V_{CO} + C_{H_2O} V_{H_2O} + \dots),$$

где  $C_{CO_2}$ ,  $C_{CO}$ ,  $C_{H_2O}$  – теплоёмкости кДж/(м<sup>3</sup> град);

$V_{CO_2}$ ,  $V_{CO}$ ,  $V_{H_2O}$  – объёмы компонентов продуктов горения в м<sup>3</sup> на 1 кг, или на 1 м<sup>3</sup> топлива.

Так как теплоёмкость зависит от температуры, то в обоих случаях получают одно уравнение с двумя неизвестными. Решение этих уравнений выполняют методом интерполяции. Для практических целей можно пользоваться более простой формулой

$$t_k = \frac{Q_p^H}{c^{ВД} V_n^{ВД}},$$

дающей достаточно точный результат. Средние теплоёмкости составляющих продуктов горения и приближённые теплоёмкости продуктов горения в целом определяются по таблицам.

**Пример 2.5.** Определить калориметрическую температуру горения природного газа  $Q_p^H = 35600$  кДж/м<sup>3</sup> при коэффициенте избытка воздуха  $n = 1,05$ .

*Решение.*

Как посчитано в примере 2.4, объём продуктов горения

$V_{\Pi}^{B.D} = 10,4 \text{ м}^3/\text{м}^3$ , откуда

$$t_{\text{к}} = \frac{35600}{10,4} = 3420 \text{ кДж/м}^3.$$

Задаёмся температурой 2200 °С. При этом теплоёмкость продуктов горения (по приложению А) равна 1,69 кДж/(м<sup>3</sup> град), а  $i^{B.D} = 1,69 \cdot 2200 = 3720$  кДж/м<sup>3</sup>, что больше 3420 кДж/м<sup>3</sup>.

Задаёмся температурой 2000 °С, этой температуре  $i^{B.D} = 1,67 \cdot 2000 = 3340$  кДж/м<sup>3</sup>, что меньше 3420 кДж/м<sup>3</sup>.

Очевидно калориметрическая температура горения между 2200 и 2000 °С.

$$200^\circ\text{C} \quad (3720 - 3340) = 380 \text{ кДж/м}^3,$$

$$\Delta t^\circ\text{C} \quad (3420 - 3340) = 80 \text{ кДж/м}^3,$$

$$\Delta t = \frac{200 \cdot 80}{380} = 43^\circ\text{C}; \quad t_{\text{к}} = 2000 + 43 = 2043^\circ\text{C}.$$

Ответ: 2043°С.

Калориметрическую температуру горения можно повысить путём подогрева воздуха или воздуха и газа (при работе на газообразном топливе). В этом случае теплосодержание продуктов горения повышается за счёт физического тепла, вносимого подогретым воздухом или воздухом и газом, следовательно, повышается температура горения.

$$t_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{р}}^{\text{H}} + c_{\text{Г}} t_{\text{Г}} + c_{\text{В}} t_{\text{В}} L_{\text{П}}}{i^{B.D} V_{\text{П}}^{B.D}},$$

где  $c_{\text{Г}}$  и  $c_{\text{В}}$  – теплоёмкости газа и воздуха в кДж/(м<sup>3</sup> град);

$t_{\text{Г}}$  и  $t_{\text{В}}$  – температура нагрева газа и воздуха в °С;

$L_{\text{П}}$  – практическое количество воздуха в м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;

$i^{B.D}$  – теплосодержание отходящих газов кДж/м<sup>3</sup>, определяется по приложению А

Действительно, температура горения всегда ниже калориметрической, так как, во-первых, при высокой температуре происходит разложение углекислоты

и водяного пара, сопровождающееся поглощением тепла, и, во-вторых, во время горения часть тепла теряется через кладку в окружающую среду и передаётся материалу, помещённому в печи.

Отношение действительной температуры к калориметрической называется пирометрическим коэффициентом. Для нагревательных тепловых агрегатов он лежит в пределах от  $-0,5$  до  $0,85$ .

Подогрев воздуха и газа часто осуществляют с целью экономии топлива и улучшения условий горения.

### **Контрольные вопросы**

- 1 Перечислите виды и теплофизические характеристики твёрдого топлива.
- 2 Назовите виды и теплофизические характеристики жидкого топлива.
- 3 Что такое природный газ? Перечислите его преимущества по сравнению с другими видами топлива.
- 4 Укажите теплофизические характеристики природного газа.
- 5 Назовите классификацию топлива. Химический состав топлива.
- 6 Какие элементы входят в состав органической, горючей, сухой и рабочей массы топлива?
- 7 Как определить теплоту сгорания топлива?
- 8 Что включают в себя формула Менделеева и формула Дюлонга?
- 9 Как определить количество кислорода для сжигания топлива?
- 10 Как определить коэффициент избытка воздуха?
- 11 Как определить количество и состав продуктов горения топлива?
- 12 Как определить температуру горения топлива?



## 3 Техническая термодинамика

### 3.1 Уравнение состояния идеального газа

Уравнения состояния идеального газа основано на законах идеального газа.

**Закон Бойля – Мариотта:** при постоянной температуре произведение абсолютного давления на удельный объём данного газа есть величина постоянная:

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

**Закон Гей – Люссака:** при постоянном давлении удельный объём газа изменяется прямо пропорционально изменению абсолютных температур:

$$v_1/v_2 = T_1/T_2. \quad (3.2)$$

**Закон Шарля:** при постоянном удельном объёме абсолютные давления газа изменяются прямо пропорционально изменению абсолютных температур:

$$p_1/p_2 = T_1/T_2 \quad (3.3)$$

**Уравнение состояния идеального газа** с использованием законов Бойля – Мариотта и Гей – Люссака.

Допустим, что газ, масса которого равна 1 кг, из состояния с параметрами  $p_1, v_1, T_1$ , переходит в другое состояние с параметрами  $p_2, v_2, T_2$ . Допустим, что это изменение происходит сначала при постоянной температуре  $T_1$  промежуточного удельного объёма  $v'$ , а затем при постоянном давлении  $p_2$  до конечного удельного объёма  $v_2$ .

По закону Бойля – Мариотта при  $T = \text{const}$  имеем

$$p_1 v_1 = p_2 v', \text{ или } v' = p_1 v_1 / p_2. \quad (3.4)$$

По закону Гей – Люссака при  $p = \text{const}$

$$v' / v_2 = T_1 / T_2, \text{ или } v' = v_2 T_1 / T_2. \quad (3.5)$$

Сравнив выражения (3.4) и (3.5) для  $v'$ , получим

$$p_1 v_1 / p_2 = v_2 T_1 / T_2. \quad (3.6)$$

Преобразив это равенство, имеем

$$p_1 v_1 / T_1 = p_2 v_2 / T_2 = \text{const}, \quad (3.7)$$

или 
$$pv/T = const. \quad (3.8)$$

Отношение произведений абсолютного давления на его удельный объём к абсолютной температуре остаётся постоянным.

Для 1 кг газа эту постоянную величину называют *удельной газовой постоянной* и обозначают буквой  $R$ .

$$pv/T = R. \quad (3.9)$$

Первая форма уравнения состояния газа:

$$pv = RT. \quad (3.10)$$

Так как плотность  $\rho = 1/v$ , то газовая постоянная, выраженная через плотность, имеет вид:

$$R = p/(\rho T).$$

Уравнение (3.10) называется *уравнением состояния идеального газа*. Оно связывает между собой величины ( $V$ ,  $p$  и  $T$ ), характеризующие термодинамическое состояние данного газа. Его называют уравнением Клайперона – по имени учёного, предложившего это уравнение.

Газовые постоянные сведены в таблицы.

**Физический смысл удельной газовой постоянной  $R$ .**

$$pv = \frac{H \cdot m^3}{m^2 \cdot кг} = (H \cdot m)/кг = Дж/кг.$$

Произведение давления на удельный объём ( $pv$ ) можно рассматривать как удельную механическую работу, измеряемую в Дж, полученную в результате расширения 1 кг газа. Если же газ произвёл эту работу при нагревании его на 1 Кельвин, то удельная газовая постоянная будет измеряться в джоулях на килограмм-кельвин Дж/(кг\*К). Следовательно, удельная газовая постоянная  $R$  есть удельная работа расширения 1 кг газа при нагревании его на 1 Кельвин.

**Уравнения состояния для произвольной массы газа.**

Умножаем обе части уравнения (3.10) на  $M$  кг.

$$Mpv = MRT. \quad (3.11)$$

*Т. к.*  $Mv = V$  – объём газа, вторая форма уравнения состояния газа:  $pV = MRT$ .

**Уравнения состояния для молярной массы газа.** Умножив обе части уравнения на молярную массу  $\mu$ , получим уравнение состояния для 1 кмоль идеального газа.

$$\mu p v = \mu R T,$$

$\mu v = V_\mu$  – молярный объём.

Третья форма уравнения состояния газа:  $p V_\mu = \mu R T$ . (3.12)

**Универсальная газовая постоянная.** Решив уравнение (3.12) относительно  $\mu R$  и подставив числовые значения стандартных величин, получим

$$\mu R = p V_\mu / T = 1,01325 * 10^5 * 22,4 / 273 = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} * \text{К}),$$

$V_\mu$  – число Авогадро – объём моля любого газа;

1 атм =  $1,01325 * 10^5$  Па – давление при стандартных условиях.

Так как  $\mu R = R_0 = 8314$  одинаково для всех газов, то её называют универсальной газовой постоянной.

$$R_0 = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} * \text{К}). \quad (3.13)$$

Уравнение состояния идеального газа для 1 кмоль имеет вид:

$$p V_\mu = R_0 T.$$

Это уравнение называют уравнением Менделеева – Клайперона.

Удельную газовую постоянную  $R$  легко определить, разделив универсальную газовую постоянную на молярную массу –  $R = R_0 / \mu$ . Так, например, для оксида углерода CO  $\mu_{CO} = 12 + 16 = 28$ , а  $R_{CO} = 8314 / 28 = 296,5$  Дж/(кмоль\*К).

### 3.2 Способы задания смеси

Состав смеси задают массовыми или объёмными долями.

**Уравнение относительного массового состава газовой смеси.** Массовые доли  $g$  отдельных компонентов в смеси равны:

$$g_1 = M_1 / M; g_2 = M_2 / M; \dots g_{ni} = M_n / M, \quad (3.14)$$

где  $M_1, M_2, \dots M_n$  – массы отдельных компонентов смеси.

Сумма масс отдельных компонентов газовой смеси равна массе всей смеси

$$M_1 + M_2 + \dots + M_n = M. \quad (3.15)$$

Это равенство называют *уравнением массового состава смеси*. Из уравнений (3.14) и (3.15) ясно, что сумма массовых долей отдельных компонентов газовой смеси равна единице:

$$g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1 \quad (3.16)$$

Равенство (3.16) называют *уравнением относительного массового состава газовой смеси*.

**Уравнение относительного объёмного состава.** Объёмные доли  $r$  компонентов в смеси определяются равенствами:

$$r_1 = V_1/V; \quad r_2 = V_2/V; \quad \dots \quad r_n = V_n/V, \quad (3.17)$$

где  $V_1, V_2, \dots, V_n$  – парциальные объёмы компонентов, входящих в состав смеси. Сумма парциальных объёмов компонентов газовой смеси равна полному объёму смеси.

*Уравнение объёмного состава* имеет вид:

$$V_1 + V_2 + \dots + V_n = V. \quad (3.18)$$

Из уравнений (3.17) и (3.18), ясно, что сумма объёмных долей компонентов газовой смеси равна единице

$$r_1 + r_2 + \dots + r_n = 1 \quad (3.19)$$

Уравнение (3.19) называется *уравнением относительного объёмного состава*.

### 3.3 Свойства смеси

Определим термодинамические свойства смеси, если известны состав, термодинамические свойства компонентов газовой смеси (газовые постоянные, относительные молекулярные массы) и общее давление смеси.

Примем условие, что смесь, заданная по массе, состоит из трёх компонентов. Задача определить газовую постоянную смеси, кажущуюся относительную молекулярную массу, удельный объём и плотность.

Уравнения Клайперона для каждого компонента смеси имеют вид:

$$p_1 V = M_1 R_1 T; \quad p_2 V = M_2 R_2 T; \quad p_3 V = M_3 R_3 T,$$

где  $p_1, p_2, p_3$  – парциальные давления компонентов смеси;

$V$  – объём смеси;

$M_1, M_2, M_3$  – массы компонентов газовой смеси;

$T$  – абсолютная температура, одинаковая для всех компонентов;

$R_1, R_2, R_3$  – удельные газовые постоянные компонентов в смеси.

Суммируя эти выражения и преобразуя, получаем

$$(p_1 + p_2 + p_3) V = (M_1 R_1 + M_2 R_2 + M_3 R_3) T, \quad (3.20)$$

но по закону Дальтона,

$$(p_1 + p_2 + p_3) = p,$$

подставив в (3.20), имеем

$$pV = (M_1 R_1 + M_2 R_2 + M_3 R_3) T. \quad (3.21)$$

Используя массовые доли  $g_1, g_2, g_3$ , имеем:

$$pV = M (g_1 R_1 + g_2 R_2 + g_3 R_3) T. \quad (3.22)$$

Сумма произведений массовых долей компонентов на их газовые постоянные является для данной газовой смеси величиной постоянной. Обозначим её через  $R$ .

Выражение в скобках правой части уравнения (3.22) является для данной газовой смеси характерной постоянной. Обозначив её через  $R$ , запишем уравнение состояния газовой смеси в такой же форме, как и для чистых газов

$$pV = MRT \quad (3.23)$$

Из уравнений (3.22) и (3.23) очевидно, что газовая постоянная  $R$  определяется равенством

$$R = g_1 R_1 + g_2 R_2 + g_3 R_3 = (g_1/\mu_1 + g_2/\mu_2 + g_3/\mu_3) R_0, \quad (3.24)$$

С учётом равенства (3.14) и (3.24) для  $R$  можно записать

$$R = (M_1 R_1 + M_2 R_2 + M_3 R_3) / M.$$

Используя газовую постоянную смеси  $R$ , можно получить удобную формулу, связывающую  $r_i, g_i, i$ -го компонента смеси.

$$p V_i = M_i R_i T,$$

где  $i = 1, 2, 3$  – относится к любому из газов смеси.

Разделив обе части этого равенства на (3.23) и с учётом (3.14) и (3.17) получим соотношение

$$r_i = g_i R_i / R.$$

Как известно, удельная газовая постоянная  $R$  для любого газа может быть определена по его молекулярной массе  $\mu$ , а каждый газ в смеси имеет свою молярную массу.

Кажущаяся молярная масса определяется как:

$$\mu = 8314 / R,$$

а кажущаяся молярная масса смеси равна:

$$\mu = 8314 / (g_1 R_1 + g_2 R_2 + g_3 R_3) = 1 / (g_1 / \mu_1 + g_2 / \mu_2 + g_3 / \mu_3);$$

так как

$$pV/M = RT, \text{ но } V/M = v,$$

$$\text{поэтому } p v = RT \quad \text{и} \quad v = RT/p \quad (3.25)$$

Газовая постоянная смеси  $R = g_1 R_1 + g_2 R_2 + g_3 R_3$ .

Подставим значение  $R$  в уравнение (3.25), получим

$$v = g_1 R_1 T / p + g_2 R_2 T / p + g_3 R_3 T / p,$$

так как  $R_1 T / p = v_1$ ;  $R_2 T / p = v_2$ ;  $R_3 T / p = v_3$ , то удельный объём газовой смеси определяется как

$$v = g_1 v_1 + g_2 v_2 + g_3 v_3 = g_1 / \rho_1 + g_2 / \rho_2 + g_3 / \rho_3, \quad (3.26)$$

где  $v_1, v_2, v_3$  и  $\rho_1, \rho_2, \rho_3$  – удельные объёмы и плотности компонентов газовой смеси.

Плотность газовой смеси является обратной величиной газовой смеси;

$$\rho = 1/v = 1 / (g_1 / \rho_1 + g_2 / \rho_2 + g_3 / \rho_3) \quad (3.27)$$

### Пример 3.1.

Дымовые газы имеют состав:  $\text{CO}_2 = 5$  кг;  $\text{CO} = 2$  кг;  $\text{N}_2 = 13$  кг.

Определить массовые доли компонентов смеси.

*Решение.*

Общая масса смеси  $M = 5 + 2 + 13 = 20$  кг. Массовая доля компонентов:

$$g_{\text{CO}_2} = M_{\text{CO}_2} / M = 5 / 20 = 0,25;$$

$$g_{\text{CO}} = M_{\text{CO}} / M = 2 / 20 = 0,1;$$

$$g_{\text{N}_2} = M_{\text{N}_2} / M = 13 / 20 = 0,65$$

Ответ:  $g_{\text{CO}_2} = 0,25$ ;  $g_{\text{CO}} = 0,1$ ;  $g_{\text{N}_2} = 0,65$

### Пример 3.2.

Газ находится в цилиндре под избыточным давлением  $P' = 98,07$  кПа; барометрическое давление равно  $73,327$  кПа. При изотермическом расширении газ увеличил свой объем в 3 раза. Определить абсолютное давление  $P$  газа в цилиндре после его расширения.

*Решение.*

Начальное абсолютное давление  $P_1$  в цилиндре равно:

$$P_1 = P' + P_{\text{атм}},$$

Конечное абсолютное давление  $P_2$  газа в цилиндре по закону Бойля – Мариотта определится по формуле:

$$P_2 = P_1 V_1 / V_2 = V_1 / V_2 (P' + P_{\text{атм}});$$

$$P_2 = 1/3 (98,07 + 73,327) = 57,13 \text{ кПа.}$$

Ответ:  $P_2 = 57,13$  кПа.

### Пример 3.3.

Какой объем займет кислород при температуре  $150^\circ \text{C}$  и давлении  $0,3$  МПа, если при нормальных физических условиях он занимает  $4 \text{ м}^3$  ?

*Решение.*

Под нормальными физическими условиями понимают состояние газа при  $p = 760$  мм рт. ст. и  $t = 0^\circ \text{C}$ . Уравнение состояния идеального газа для нормальных физических условий и для физических условий данной задачи

$$m = p_1 V_1 / RT_1 = p_{\text{н.у.}} V_{\text{н.у.}} / RT_{\text{н.у.}} \Rightarrow V_1 = (T_1 p_{\text{н.у.}} V_{\text{н.у.}}) / (p_1 T_{\text{н.у.}}).$$

Абсолютное давление:

$$p_{\text{н.у.}} = 760 \cdot 133,3 = 101308 \text{ Па} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$p_1 = 0,3 \text{ МПа} = 0,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Абсолютная температура:

$$T_{\text{н.у.}} = 273,15 \text{ К};$$

$T_1 = 150 + 273,15 = 423,15$  К. Подставим значения  $p_{н.у}$ ,  $p_1$ ,  $T_{н.у}$ ,  $T_1$  в формулу для расчета объема при заданных условиях:

$$V_1 = (423,15 \cdot 1,013 \cdot 10^5 \cdot 4) / (0,3 \cdot 10^6 \cdot 273,15) = 2,09 \text{ м.}$$

Ответ:  $V_1 = 2,09$  м.

### Пример 3.4.

Избыточное давление кислорода, находящегося в баллоне, снизилось с 10,2 до 1,96 Мпа. Определить во сколько раз изменилась плотность кислорода, если процесс протекал при  $t = \text{const}$ .

*Решение.*

$$p_1/p_2 = \rho_1/\rho_2$$
$$p_1/p_2 = (10,2 + 0,098)/(1,96+0,098) \approx 5$$

Ответ: в 5 раз.

### Пример 3.5.

В цилиндре под поршнем находится  $M$  кг воздуха, занимающего объём  $v_1 = 0,1 \text{ м}^3$  при избыточном давлении  $p'_{\text{изб.}} = 49,035$  кПа. К поршню приложена сила, сжимающая воздух до избыточного давления  $p''_{\text{изб.}} = 0,588$  Мпа при  $t = \text{const}$ .

Определить конечный объём  $V_2$ .

*Решение.*

Так как атмосферное давление равно 98,07 кПа, то соответствующие абсолютные давления:

$$p_1 = p_{\text{атм}} + p'_{\text{изб.}} = 98,07 + 49,035 = 147,035 \text{ кПа};$$

$$p_2 = p_{\text{атм}} + p''_{\text{изб.}} = 98,07 + 588 = 686,1 \text{ кПа.}$$

Следовательно, по закону Бойля-Мариотта,

$$v_2 = v_1 p_1/p_2 = 0,1 \cdot 147,035/686,1 \approx 0,021 \text{ м}^3$$

Ответ:  $v_2 \approx 0,021 \text{ м}^3$ .



## Контрольные вопросы

1. Дайте определение идеальному газу.
2. Что такое рабочее тело? Какие существуют параметры его состояния?
3. Опишите Закон Бойля – Мариотта.
4. Опишите Закон Шарля.
5. Опишите Закон Гей – Люссака.
6. Что включает уравнение состояния идеального газа? Что такое удельная газовая постоянная? Какой физический смысл удельной газовой постоянной? Что такое универсальная газовая постоянная?
7. Перечислите основные понятия газовой смеси. Свойства смеси.
8. Дайте определение теплоёмкости. Что такое средняя и истинная теплоёмкость?
9. Как определить теплоёмкость газовой смеси?
10. Чем характеризуется равновесное и неравновесное состояние системы? Что такое обратимость процесса?
11. Чем характеризуется внутренняя энергия системы?
12. Как определить работу и количество теплоты в термодинамическом процесс?.
13. Дайте определение первому началу (закону) термодинамики.
14. Как рассчитывается теплоёмкость при постоянном давлении? Как рассчитывается теплоёмкость при постоянном объёме?
15. Дайте определение энтальпии.
16. Дайте определение энтропии.
17. Опишите термодинамический процесс изменения состояния идеального газа при постоянном удельном объёме.
18. Опишите термодинамический процесс изменения состояния идеального газа при постоянном удельном давлении.
19. Опишите термодинамический процесс изменения состояния идеального газа при постоянной температуре.
20. Что такое адиабатный процесс?

21. Дайте определение политропному процессу.
22. Как определяется полезная работа и термический К.П.Д при круговом процессе?
23. Какие процессы протекают при цикле Карно?
24. Как определить термический К.П.Д. цикла Карно?
25. Сформулируйте второе начало (закон) термодинамики.
26. Что называют парообразованием?
27. Чем характерны процессы испарения и кипения?
28. Что такое перегретый пар?
29. Какие процессы протекают при цикле Ренкина?

## 4. Основы теплопередачи

### 4.1 Теплопроводность

**Плоская однослойная стенка.** Плоская однослойная стенка из однородного материала имеет толщину  $\delta$ . Примем, что на наружных поверхностях стенки поддерживаются постоянные температуры  $t_1 > t_2$ . Температура изменяется только в направлении оси  $x$ , перпендикулярно плоскости стенки, т.е. температурное поле одномерно, а градиент температуры равен  $dt/dx$ .

Уравнение Фурье для этого слоя имеет вид

$$q = -\lambda dt/dx, \quad (4.1)$$

или

$$dt = -(q/\lambda) dx. \quad (4.2)$$

Величину теплового потока найдём, проинтегрировав уравнение (4.2)

$$\int_1^2 dt = -(q/\lambda) \int_1^2 dx. \quad (4.3)$$

Если в уравнение ввести  $x_2 - x_1 = \delta$  – толщина стенки, получим

$$q = \lambda/\delta (t_1 - t_2) = (\lambda/\delta) \Delta t \quad (4.4)$$

или

$$q = (t_1 - t_2)/(\delta/\lambda),$$

где  $(\delta/\lambda)$  — термическое сопротивление стенки ( $R$ ).

Уравнение (4.4) связывает  $q$ ,  $\lambda$ ,  $\delta$ ,  $\Delta t$  и является расчётной формулой теплопроводности плоской стенки.

Определив по формуле (4.4) плотность теплового потока, можно определить общее количество тепла  $Q$  в джоулях, переданное через площадь поверхности плоской стенки за время  $\tau$ :

$$Q = qA\tau = (\lambda/\delta)\Delta tA\tau, \quad (4.5)$$

где  $A$  – площадь поверхности

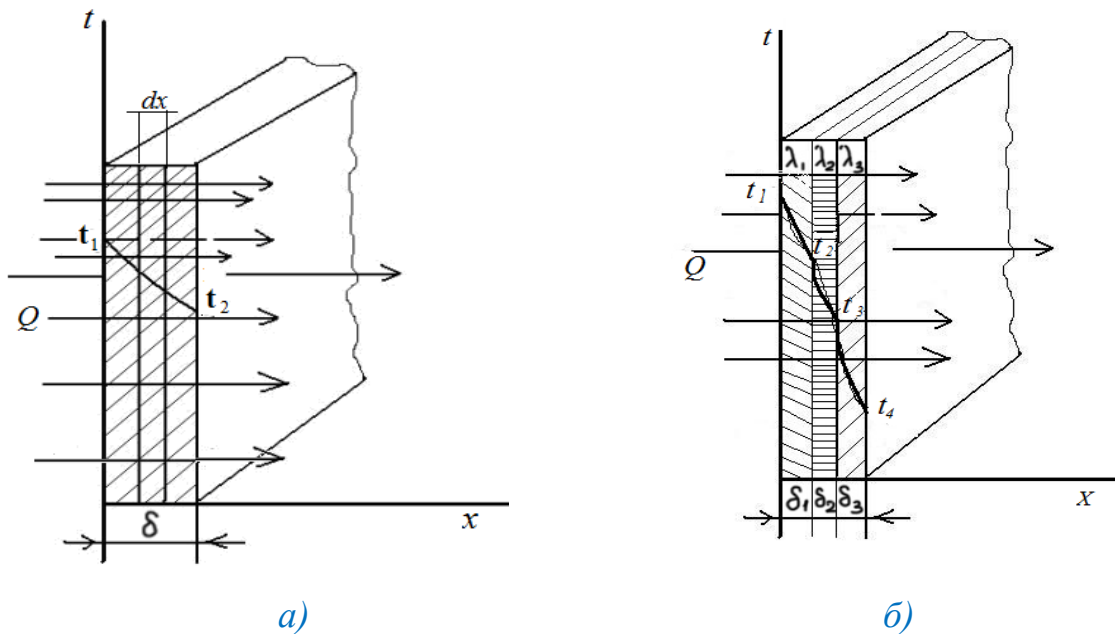


Рисунок 4.1 – а) плоская однослойная стенка и б) плоская трёхслойная стенка

**Плоская многослойная стенка.** Большое применение имеет процесс передачи тепла через плоскую многослойную стенку, состоящую из материалов с различной теплопроводностью.

Рассмотрим передачу тепла теплопроводностью через плоскую трёхслойную стенку (рис. 4.1 б)). Все слои плотно прилегают друг к другу. Толщины слоёв обозначены  $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ . А теплопроводность каждого материала  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  соответственно. Известны также температуры наружных поверхностей  $t_1$  и  $t_4$ . Температуры  $t_2$  и  $t_3$  неизвестны.

Так как рассматривается стационарный режим, то плотность теплового потока  $q$ , проходящего через каждый слой стенки, по значению постоянна и для всех слоёв одинакова, но на своём пути она преодолевает местное термическое сопротивление  $(\delta/\lambda)$ .

Поэтому для каждого слоя имеем:

$$\begin{aligned}
 q &= (t_1 - t_2) / (\delta_1 / \lambda_1); \\
 q &= (t_2 - t_3) / (\delta_2 / \lambda_2); \\
 q &= (t_3 - t_4) / (\delta_3 / \lambda_3)
 \end{aligned}
 \tag{4.6}$$

Из этих равенств можно определить  $q$ :

$$\begin{aligned}
 t_1 - t_2 &= q \delta_1 / \lambda_1; \\
 t_2 - t_3 &= q \delta_2 / \lambda_2;
 \end{aligned}$$

$$t_3 - t_4 = q \delta_3 / \lambda_3.$$

Складывая левые и правые части равенства, получим:

$$t_1 - t_4 = q(\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3)$$

или

$$q = \frac{t_1 - t_4}{(\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3)}, \quad (4.7)$$

Из уравнения (4.7) следует, что общее термическое сопротивление многослойной стенки равно:

$$R = \delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + \delta_3 / \lambda_3 \dots + \dots \delta_n / \lambda_n.$$

По формулам (4.6) и (4.7) можно определить значения неизвестных  $t_2$  и  $t_3$ ;

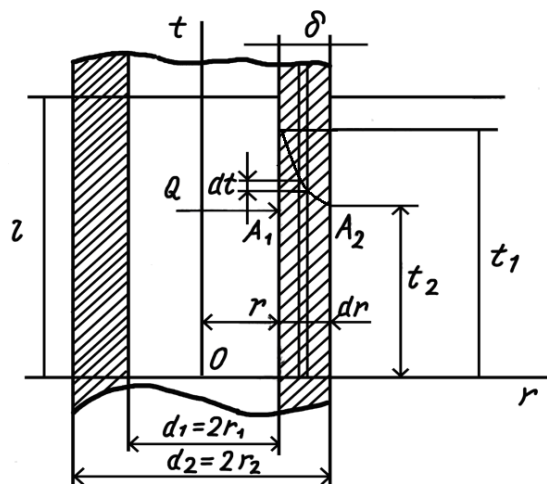
$$t_2 = t_1 - q \delta_1 / \lambda_1;$$

$$t_3 = t_2 - q \delta_2 / \lambda_2 = t_1 - q(\delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2)$$

или

$$t_3 = t_4 + q \delta_3 / \lambda_3. \quad (4.8)$$

**Цилиндрическая стенка.** Передача теплоты теплопроводностью в цилиндрической стенке происходит по тем же законам, что и в плоской. На рис. 4.2 показан отрезок трубы длиной  $l$ . Внутренний и наружный диаметры трубы равны соответственно  $d_1$  и  $d_2$ .  $A_1$  и  $A_2$  – площади внешней и внутренней поверхности трубы, которым соответствуют температуры  $t_1$  и  $t_2$  соответственно. Тепловой поток  $\Phi$  направлен изнутри наружу по нормали (по радиусам её сечений). Величина её остаётся постоянной для всех слоёв стенки.



## Рисунок 4.2 – Цилиндрическая однослойная стенка

Для того чтобы воспользоваться формулой Фурье, выведенной для плоской стенки, выделим внутри стенки элементарный цилиндрический слой радиусом  $r$  и толщиной  $dr$ . Внутреннюю и внешнюю площадь слоя будем считать одинаковыми.

Количество теплоты  $Q$  в джоулях для элементарного слоя определяем по формуле

$$Q = -\lambda A \tau dt/dr.$$

Примем:  $l = 1$  м, площадь  $A = 2\pi rl$ ,  $\tau = 1$  с.

$$q' = -\lambda 2\pi r dt/dr, \quad (4.9)$$

откуда

$$dt = -[q'/(2\pi r)](dr/r). \quad (4.10)$$

Проинтегрировав равенство (4.10) и сделав ряд преобразований, получим

$$q' = [\pi(t_1 - t_2)] / [(1/2 \lambda) \ln d_2/d_1], \quad (4.11)$$

$(1/2 \lambda) \ln d_2/d_1 = R$  – линейное термическое сопротивление.

Если толщина стенки цилиндрической трубы мала по сравнению с её радиусом, то для расчёта термического сопротивления можно считать стенку плоской и пользоваться соответствующими формулами.

### **Пример 4.1. Решение типовых задач по разделу «Основы теплопередачи».** **Теплопроводность через однослойную стенку.**

*Условие задачи.*

Определить термическое сопротивление теплопроводности  $R_t$  и толщину  $\delta$  плоской однослойной стенки, если при разности температур ее поверхностей  $\Delta t = t_{w2} - t_{w1} = 75$  °С через нее проходит стационарный тепловой поток плотностью  $q = 3$  кВт/м<sup>2</sup>. Коэффициент теплопроводности стенки  $\lambda = 2$  Вт/(м·К).

*Решение.*

Поверхностная плотность теплового потока через однослойную стенку

$$q = \Delta t/R_t,$$

где  $R_t = \delta/\lambda$ .

Определим  $R_t = \Delta t/q$  и  $\delta = \lambda \cdot R_t$

По условию задачи  $q = 3 \text{ кВт/м}^2 = 3000 \text{ Вт/м}^2$ ,

тогда  $R_t = \Delta t/q$

$$75/3000 = 0,025 \text{ (м}^2 \text{ К) /Вт,}$$

$$\delta = \lambda \cdot R_t = 2 \cdot 0,025 = 0,05 \text{ м.}$$

Ответ:  $R_t = 0,025 \text{ (м}^2 \text{ К) /Вт, } \delta = 0,05 \text{ м.}$

#### **Пример 4.2. Решение типовых задач по разделу «Основы теплопередачи».**

##### **Теплопроводность через однослойную стенку**

*Условие задачи.*

Плоская стенка толщиной  $\delta=50$  мм с коэффициентом теплопроводности  $\lambda=2 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$  пропускает стационарный тепловой поток, имеющий поверхностную плотность  $q=3 \text{ кВт/м}^2$ . Температура тепловоспринимающей поверхности стенки  $t_{w1}=100 \text{ }^\circ\text{C}$ . Определить термическое сопротивление теплопроводности стенки  $R_t$  и температуру теплоотдающей поверхности  $t_{w2}$ .

*Решение.*

Поверхностная плотность теплового потока

$$q = \Delta t / R_t = (t_{w1} - t_{w2}) / R_t,$$

где  $R_t = \delta/\lambda = 0,05 / 2 = 0,025 \text{ (м}^2 \text{ К) /Вт}$ .

$t_{w1} = t_{w2} - q \cdot R_t$ , следовательно,

$$t_{w1} = t_{w2} - q \cdot R_t = 100 - 3000 \cdot 0,025 = 25 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Ответ:  $R_t = 0,025 \text{ (м}^2 \text{ К) /Вт; } t_{w2} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

#### **Пример 4.3. Решение типовых задач по разделу «Основы теплопередачи».**

##### **Теплопроводность через многослойную стенку.**

*Условие задачи.*

Плоская стенка состоит из трёх слоев толщиной  $\delta_1=100$  мм,  $\delta_2=80$  мм и  $\delta_3=50$  мм, коэффициенты теплопроводности слоев соответственно равны  $\lambda_1 = 2 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ,  $\lambda_2 = 8 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$  и  $\lambda_3 = 10 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ . Второй слой имеет температуры

поверхностей  $t_{1-2} = 120 \text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $t_{2-3} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Определить температуры наружных поверхностей  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ .

*Решение.*

Полное термическое сопротивление теплопроводности трехслойной стенки равно сумме термических сопротивлений слоев:

$$R_{t1} = \delta_1 / \lambda_1 = 0,1 / 2 = 0,05 \text{ (м}^2 \text{ К) Вт};$$

$$R_{t2} = \delta_2 / \lambda_2 = 0,08 / 8 = 0,01 \text{ (м}^2 \text{ К) Вт};$$

$$R_{t3} = \delta_3 / \lambda_3 = 0,05 / 10 = 0,005 \text{ (м}^2 \text{ К) Вт}.$$

$$R_t = R_{t1} + R_{t2} + R_{t3} = 0,05 + 0,01 + 0,005 = 0,065 \text{ (м}^2 \text{ К) Вт}.$$

Поверхностная плотность теплового потока стационарного режима теплообмена постоянна для каждого из слоев и выражается через параметры любого слоя.

$$q = (t_{w1} - t_{1-2}) / R_{t1} = (t_{1-2} - t_{2-3}) / R_{t2} = (t_{2-3} - t_{w2}) / R_{t3};$$

$$q = (t_{1-2} - t_{2-3}) / R_{t2} = (120 - 45) / 0,01 = 7500 \text{ Вт/м}^2.$$

Выразим искомые температуры наружных поверхностей стенок:

$$t_{w1} = t_{1-2} + q R_{t1} = 120 + 7500 \cdot 0,05 = 495 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{w2} = t_{2-3} - q R_{t3} = 45 - 7500 \cdot 0,005 = 7,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Величину  $q$  можно выразить также через суммарное термическое сопротивление стенки:

$$q = (t_{w1} - t_{w2}) / (R_{t1} + R_{t2} + R_{t3}) = (t_{w1} - t_{w2}) / R_t$$

Это выражение можно использовать для проверки правильности расчетов:

$$q = (495 - 7,5) / 0,065 = 7500 \text{ Вт м}^2.$$

Ответ:  $t_{w1} = 495 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{w2} = 7,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

## 4.2 Конвективный теплообмен

Конвекцией называют процесс переноса тепла микрочастицами газа и жидкости. Поэтому конвекция возможна лишь в среде, частицы которой могут легко перемещаться. Конвективным называют теплообмен, обусловленный совместным действием конвективного и молекулярного переноса тепла.



При расчёте и проектировании теплообменных устройств требуется рассчитать тепловой поток от жидкости или газа к стенке или наоборот. В этом случае тепловой поток находят по закону теплоотдачи – закону Ньютона.

Из многих видов конвективного теплообмена выделяют часто встречающийся случай, когда теплотой обмениваются поверхность твердого тела и жидкость, движущаяся у этой поверхности (рисунок 4.3). Такой вид конвективного теплообмена называют теплоотдачей.



Рисунок 4.3 – Теплоотдача от поверхности тела к жидкости (а) и от жидкости к поверхности твердого тела (б)

Процесс теплоотдачи (рисунок 4.3, а) описывается уравнением Ньютона-Рихмана, или уравнением теплоотдачи:

$$Q = \alpha(t_{нов.} - t_{ж})F \quad (4.12)$$

где  $Q$  – тепловой поток, Вт;

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$t_{нов.}, t_{ж}$  – температуры поверхности твердого тела и жидкости, °С;

$F$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и жидкостью. По физическому смыслу  $\alpha$  представляет собой тепловой поток, проходящий через 1 м<sup>2</sup> поверхности при разности температур между поверхностью тела и окружающей средой в 1 градус.

В общем случае коэффициент теплоотдачи является функцией физических параметров жидкости, характера течения жидкости, скорости движения

жидкости, формы и размеров тела и т. д. Математически эта зависимость может быть представлена в виде

$$\alpha = f(w, \lambda, \nu, \rho, C, X, t_{нов}, t_{жс}, \Phi, l_1, l_2, l_3, \dots) \quad (4.13)$$

где  $w$  – скорость жидкости, м/с;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$C$  – удельная теплоемкость, кДж/(кг·°С);

$X$  – характер движения жидкости;

$\Phi$  – форма поверхности тела;

$l_1, l_2, l_3$  – размеры поверхности тела.

Зависимость (4.13) показывает, что коэффициент теплоотдачи – величина сложная и для ее определения невозможно дать общую формулу. Обычно для определения  $\alpha$  приходится прибегать к опытным исследованиям.

Опытным путем установлено, что в условиях свободной конвекции для воздуха  $\alpha = 5 \div 25$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), а для воды  $\alpha = 20 \div 100$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). В условиях вынужденной конвекции значения коэффициента теплоотдачи выше. Например, для воздуха  $\alpha = 10 \div 200$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) и для воды  $\alpha = 50 \div 10000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Для кипящей воды  $\alpha = 3000 \div 100\,000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); для конденсирующего водяного пара  $\alpha = 5000 \div 100\,000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Величину коэффициента теплоотдачи находят, решая уравнение подобия или критериальное уравнение, которое получают в результате обработки многочисленных экспериментальных данных. Форма критериального уравнения зависит от вида конвекции (свободная или вынужденная) и режима движения жидкости (ламинарный, переходной или турбулентный). В общем случае уравнение имеет вид:

$$Nu = f(Gr, Re, Pr \dots)$$

где  $Nu, Gr, Re, Pr$  – критерии подобия.

Критерий подобия – безразмерный комплекс, составленный из физических величин, который характеризует отношение физических эффектов.

Все критерии подобия можно разделить на две основные группы: *определяемые и определяющие*. Критерии, содержащие неизвестные (искомые) величины, называют *определяемыми*. Критерии подобия, составленные из физических величин, заданных условиями однозначности, называют *определяющими*. Определяемые критерии находят из эксперимента, а от определяющих критериев зависит результат эксперимента.

В уравнении подобия определяемым является критерий Нуссельта (Nu), а определяющими критериями – критерий Грасгофа (Gr), критерий Рейнольдса (Re) и критерий Прандтля (Pr).

**Критерий Нуссельта (Nu)** характеризует отношение теплового потока конвективной теплоотдачей к кондуктивному тепловому потоку в пограничном слое текучей среды вблизи стенки:

$$Nu = (\alpha \cdot R_o) / \lambda,$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$R_o$  – определяющий (характерный) размер, м;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности текучей среды, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

**Критерий Грасгофа (Gr)** характеризует отношение термогравитационной силы к силе вязкого трения:

$$Gr = g R_o^3 \beta \Delta T / \nu,$$

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

$\Delta T$  – модуль разности температур между стенкой и жидкостью, °С (К);

$\beta$  – коэффициент объёмного расширения жидкости 1/К.

Коэффициент объёмного расширения капельных жидкостей приведён в справочнике [2], зависимости от температуры жидкости. Для газов её рассчитывают по формуле

$$\beta = 1/T_0,$$

где  $T_0$  – определяющая температура (по шкале Кельвина).

**Критерий Рейнольдса** характеризует отношение силы инерции к силе трения:

$$Re = (v_0 \cdot R_o) / \nu,$$

где  $v_0$  – определяющая или характерная скорость,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

$R_0$  – определяющий (характерный) размер,  $\text{м}$ ;

$\nu$  – кинематическая вязкость текучей среды,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

По критерию Рейнольдса определяют режим течения жидкости при вынужденной конвекции.

**Критерий Прандтля** – отношение двух характеристик молекулярного переноса: переноса импульса ( $\nu$ ) и переноса теплоты ( $a$ ):

$$\text{Pr} = \nu/a,$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости текучей среды,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

$a$  – коэффициент температуропроводности капельных жидкостей,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Коэффициент температуропроводности является физическим параметром среды, значения которого приводят в справочниках в зависимости от температуры.

Конкретный вид функциональной зависимости в уравнениях задаёт автор формулы. В отечественной науке в качестве аппроксимирующих уравнений применяют степенные функции вида

$$\text{Nu} = c \text{Gr}^k \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^m \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_e,$$

где  $c$ ,  $n$ ,  $m$ ,  $k$  – эмпирические коэффициенты, которые находят путём статистической обработки экспериментальных данных;

$\varepsilon_t$  – поправка, учитывающая зависимость физических свойств жидкости от температуры;

$\varepsilon_e$  – поправка, учитывающая геометрию конкретного объекта.

При построении модели и обработке результатов эксперимента в виде критериальных формул необходимо задать определяющие параметры, которые прямо или косвенно входят в критерии подобия. В стационарных задачах конвективного теплообмена к определяющим параметрам относят: определяющий размер ( $R_0$ ), определяющую температуру ( $T_0$ ) и в задачах вынужденной конвекции – определяющую скорость ( $v_0$ ).

Определяющий размер ( $R_0$ ) и определяющую температуру ( $T_0$ ) задает автор формулы. Определяющую скорость находят из уравнения неразрывности:

$$v_0 = G / (\rho f),$$

где  $G$  – жидкости, кг/с;

$\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$f$  – площадь поперечного сечения для прохода теплоносителя, м<sup>2</sup>.

Определяющие параметры критериальных уравнений указаны в комментариях к критериальным формулам.

Критериальные уравнения, необходимые для расчета коэффициента теплоотдачи, приведены в [5–7].

### **Алгоритм расчета коэффициента теплоотдачи по критериальным уравнениям.**

1. Определяют вид конвективного теплообмена (свободная или вынужденная конвекция) и объект, где она происходит. Затем в справочной литературе [5–7] находят критериальные формулы данного вида конвекции.

2. Согласно требованиям, изложенным в комментариях к критериальным формулам, находят определяющие параметры:

– размер;

– температуру, по которой из справочных таблиц [2] находят физические свойства текучей среды ( $\nu$ ,  $\lambda$ ,  $Pr$ , и т.д.);

– при вынужденном течении жидкости в трубах и каналах или при внешнем омывании труб и трубных пучков, заключенных в канал, рассчитывают определяющую скорость течения жидкости из интегрального уравнения неразрывности.

3. Определяют режим течения среды:

– при вынужденном движении по критерию Рейнольдса ( $Re$ );

– при свободном движении по критерию Рэлея ( $Ra$ ).

Уточняют критериальную формулу в зависимости от режима движения текучей среды.

4. По критериальному уравнению находят безразмерный коэффициент теплоотдачи – число Нуссельта ( $Nu$ ).

5. Используя определение критерия Нуссельта, рассчитывают коэффициент конвективной теплоотдачи  $\alpha$ :

$$\alpha = (Nu \cdot \lambda) / R_0$$

#### **Пример 4.4. Решение типовых задач по разделу «Основы теплопередачи. Конвективный теплообмен»**

*Условие задачи.*

По трубе  $d = 60$  мм протекает воздух со скоростью  $v = 5$  м/с. Определить значение среднего коэффициента теплоотдачи, если средняя температура воздуха  $t_r = 100$  °С.

*Решение.*

За определяющую температуру принимаем  $t_0 = t_r = 100$  °С. При определяющей температуре воздух имеет свойства [2]:

$$\lambda = 0,0321 \text{ Вт / (м } ^\circ\text{C)};$$

$$v = 23,13 \cdot 10^{-6} \text{ м/с.}$$

За определяющей размер принимаем диаметр трубы  $R_0 = d = 0,06$  м.

Критерий Рейнольдса

$Re = vd/v = (5 \cdot 0,06) / 23,13 \cdot 10^{-6} = 12970$  – так как  $Re > 10^4$ , то режим течения турбулентный. Критерий Нуссельта [5–7]:

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} = 0,018 \cdot 1955 = 35,2$$

$$\alpha = (Nu\lambda)/R_0 = (35,2 \cdot 0,0321) / 0,06 = 18,8 \text{ Вт / (м}^2 \text{ К)}$$

Ответ:  $\alpha = 18,8$  Вт / (м<sup>2</sup> К).

### **4.3 Тепловое излучение (радиационный теплообмен)**

Тепловое излучение (радиационный теплообмен) – способ переноса теплоты в пространстве, осуществляемый в результате распространения электромагнитных волн, энергия которых при взаимодействии с веществом переходит в тепло. Радиационный теплообмен связан с двойным преобразованием энергии: первоначально внутренняя энергия тела

превращается в энергию электромагнитного излучения, а затем, после переноса энергии в пространстве электромагнитными волнами, происходит второй переход лучистой энергии во внутреннюю энергию другого тела. Тепловое излучение вещества зависит от температуры тела (степени нагретости вещества).

Энергия теплового излучения, падающего на тело, может поглощаться, отражаться телом или проходить через него. Тело, поглощающее всю падающую на него лучистую энергию, называют абсолютно черным телом (АЧТ). Отметим, что при данной температуре АЧТ и поглощает, и излучает максимально возможное количество энергии.

Плотность потока собственного излучения тела называют его лучеиспускательной способностью. Этот параметр излучения в пределах элементарного участка длин волн  $d\lambda$  называют спектральной плотностью потока собственного излучения или спектральной лучеиспускательной способностью тела. Лучеиспускательная способность АЧТ в зависимости от температуры подчиняется закону Стефана–Больцмана:

$$E_0 = \sigma_0 \cdot T^4 = c_0 \cdot (T/100)^4,$$

где  $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  – постоянная Стефана-Больцмана;

$c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела;

$T$  – температура поверхности абсолютно черного тела, К.

Абсолютно черных тел в природе не существует. Тело, у которого спектр излучения подобен спектру излучения абсолютно черного тела и спектральная плотность потока излучения ( $E_\lambda$ ) составляет одну и ту же долю  $\varepsilon_\lambda$  от спектральной плотности потока излучения абсолютно черного тела ( $E_{0,\lambda}$ ), называют *серым телом*.

$$E_\lambda / E_{0,\lambda} = \varepsilon_\lambda = \text{const},$$

где  $\varepsilon_\lambda$  – спектральная степень черноты.

После интегрирования последнего выражения по всему спектру излучения ( $0 \leq \lambda \leq \infty$ ) получим

$$\varepsilon = E/E_0,$$

где  $E$  – лучеиспускающая способность серого тела;

$E_0$  – лучеиспускающая способность АЧТ;

$\varepsilon$  – интегральная степень черноты серого тела или степень черноты.

*Степень черноты* – экспериментально определяемая величина в зависимости от физических свойств тела, его температуры и шероховатости поверхности. Приведена в справочнике [2].

Выражение для расчета плотности потока собственного излучения (лучеиспускающей способности) серого тела:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon \cdot \sigma_0 \cdot T^4 = \varepsilon \cdot c_0 (T/100)^4 = c \cdot (T/100)^4,$$

где  $c = \varepsilon \cdot c_0$  – коэффициент излучения серого тела, Вт/(м<sup>2</sup> · К<sup>4</sup>);

$T$  – температура тела, К.

Теоретические положения по расчету радиационного теплообмена в замкнутой системе, состоящей из серых поверхностей, разделенных лучепрозрачной средой, подробно изложены в научной литературе [5, 6].

Поток результирующего излучения в замкнутой системе, состоящей из двух серых поверхностей, разделенных диатермичной средой, рассчитывают по формуле

$$Q_{w,1} = \varepsilon_{пр} \cdot \sigma_0 \cdot (T_2^4 - T_1^4) \cdot \varphi_{2,1} \cdot F_2 ;$$

$$Q_{w,1} = c_{пр} [(T_2/100)^4 - (T_1/100)^4] \cdot \varphi_{2,1} \cdot F_2,$$

где  $T$  – абсолютная температура поверхности теплообмена, К;

$F$  – площадь поверхности теплообмена;

$\varphi_{21}$  – угловые коэффициенты излучения со второго тела на первое;

$\varepsilon_{пр}$  – приведенная степень черноты в системе двух тел;

$c_{пр} = \sigma_0 \cdot \varepsilon_{пр}$  – приведенный коэффициент излучения в системе двух тел.

Приведенная степень черноты и приведенный коэффициент излучения в замкнутой системе радиационного теплообмена, состоящей из двух серых тел, рассчитывают по формулам



1

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{1 + (1/\varepsilon_1 - 1) \varphi_{1,2} + (1/\varepsilon_2 - 1) \varphi_{2,1}}$$

$$c_{\text{пр}} = \varepsilon_{\text{пр}} \cdot c_0 = \frac{1}{1/c_0 + (1/c_1 - 1/c_2) \varphi_{1,2} + (1/c_1 - 1/c_2) \varphi_{2,1}}$$

где  $\varphi_{1,2}$  – угловой коэффициент излучения соответственно с первого тела на второе;

Угловые коэффициенты излучения в системе, состоящей из двух поверхностей, удобно рассчитывать, используя свойства угловых коэффициентов:

а) свойство замкнутости:  $\sum \varphi_{ik} = 1$  ;

б) свойство взаимности:  $\varphi_{ik} \cdot F_i = \varphi_{ki} \cdot F_k$  ;

в) свойство невогнутости (для плоских и выпуклых поверхностей):  $\varphi_{ii} = 0$  .

Для замкнутой системы радиационного теплообмена, состоящей из двух тел, справедливо равенство

$$Q_{w,2} = - Q_{w,1} .$$

## Пример 4.5. Решение типовых задач по разделу «Основы теплопередачи»

### Тепловое излучение

*Условие задачи.*

Определить приведенную степень черноты системы, состоящей из двух труб, если одна труба с наружным диаметром  $d_1=80$  мм находится внутри другой с внутренним диаметром  $d_2=200$  мм. Степень черноты труб одинакова и равна 0,65.

*Решение.*

Наружную поверхность внутренней трубы обозначим через  $F_1$ , а внутреннюю поверхность наружной трубы –  $F_2$ . Приведенную степень черноты определяем по формуле

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{1 + (1/\varepsilon_1 - 1) \varphi_{1,2} + (1/\varepsilon_2 - 1) \varphi_{2,1}};$$

Для внутренней трубы угловой коэффициент  $\varphi_{1,2}=1$ . Для наружной трубы угловой коэффициент излучения  $\varphi_{2,1}$  рассчитываем по формуле

$$\varphi_{2,1} = \varphi_{1,2} \cdot F_1 / F_2 = d_1/d_2 = 80/200 = 0,4 ;$$

$$F_1 = \pi \cdot d_1 \cdot l;$$

$$F_2 = \pi \cdot d_2 \cdot l;$$

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{1 + (1/0,65 - 1) \cdot 1 + (1/0,65 - 1) \cdot 0,4} = 0,570$$

Ответ: .  $\varepsilon_{\text{пр}} = 0,570$

## 5. Теплообменные аппараты

Для теплового расчета рекуперативного теплообменника используют два основных уравнения – уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи. Без учета тепловых потерь в теплообменном аппарате уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q_1 = Q_2 ,$$

где  $Q_1$  – количество теплоты, отдаваемое горячим теплоносителем в единицу времени, Вт;

$Q_2$  – количество теплоты, воспринимаемое холодным теплоносителем в единицу времени, Вт.

В развернутом виде уравнение теплового баланса можно записать:

а) для однофазных теплоносителей

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t''_2 - t'_2);$$

б) при изменении агрегатного состояния горячего теплоносителя (горячий теплоноситель – сухой насыщенный водяной пар)

$$Q = G_1 \cdot r_1 = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t''_2 - t'_2),$$

где  $G_1$  и  $G_2$  – массовые расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с;

$c_{p1}$  и  $c_{p2}$  – удельные массовые изобарные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей, Дж/(кг·К);

$t'_1$  и  $t''_1$  – температура горячего теплоносителя на входе и выходе, из теплообменника °С;

$r$  – скрытая теплота парообразования.

Расходы теплоносителей рассчитывают по уравнению неразрывности или сплошности:

$$G = \rho \cdot v \cdot f ,$$

где  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;

$v$  – средняя скорость теплоносителя, м/с;

$f$  – площадь поперечного сечения канала для прохода теплоносителя, м<sup>2</sup>.

Плотность и удельную теплоемкость теплоносителя находят по справочнику [2] при средней температуре теплоносителя:

$$t = (t' + t'')/2,$$

где  $t'$  и  $t''$  – температура теплоносителя на входе и выходе из теплообменного аппарата.

Если по условию задачи температура теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата не задана, а подлежит определению, применяют метод последовательных приближений. Например, задана температура горячего теплоносителя на входе в теплообменник  $t'$ , а температуру этого теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата  $t''$  необходимо определить. Для этого следует найти плотность и удельную теплоемкость  $c_{p1}$  в справочнике [2] по температуре на входе  $t'$ . Затем из уравнения теплового баланса определить температуру горячего теплоносителя на выходе:

$$t''_1 = t'_1 - Q/(G_1 \cdot c_{p1})$$

Зная  $t''_1$ , нужно рассчитать среднюю температуру горячего теплоносителя и уточнить значения  $\rho$  и  $c_{p1}$ . Если отличие вновь найденных значений плотности и удельной теплоемкости меньше 5%, расчет следует закончить. Иначе необходимо еще раз уточнить температуру  $t''_1$  из уравнения теплового баланса и найти из справочных таблиц значения  $\rho$  и  $c_{p1}$ .

Уравнение теплового баланса для однофазных теплоносителей можно записать в виде

$$v_1 \delta t_1 = v_2 \delta t_2$$

или

$$\delta t_2 / \delta t_1 = v_1 / v_2,$$

где  $v_1 = G_1 \cdot c_{p1}$  и  $v_2 = G_2 \cdot c_{p2}$  – расходные теплоемкости (водяные эквиваленты) горячего и холодного теплоносителей;

$\delta t_1 = (t'_1 - t''_1)$  и  $\delta t_2 = t''_2 - t'_2$  – изменение температуры горячего и холодного теплоносителей в теплообменном аппарате.

Температура теплоносителей вдоль поверхности теплообмена изменяется по экспоненциальному закону. При этом зависимость между водяными эквивалентами и изменениями температуры вдоль поверхности теплообмена является обратно пропорциональной:

если  $v_1 > v_2$ , то  $\delta t_1 < \delta t_2$ ;

если  $v_1 < v_2$ , то  $\delta t_1 > \delta t_2$ .

При противоточной схеме движения теплоносителей (рис. 5.1.) выпуклость кривых изменения температуры теплоносителей направлена в сторону большего водяного эквивалента, т.е. в сторону теплоносителя с меньшим изменением температуры.

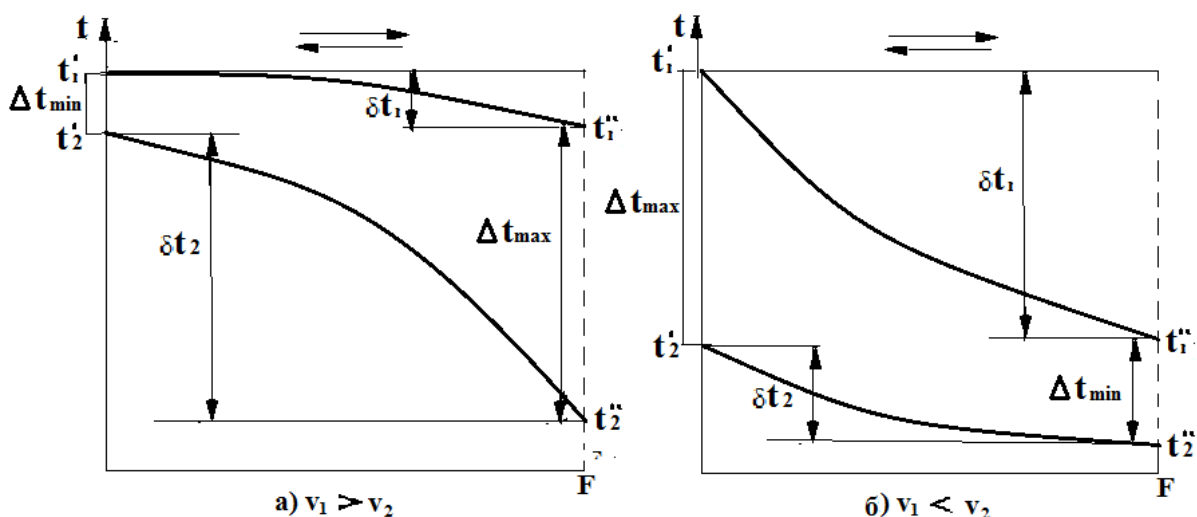


Рис. 5.1. Изменение температуры горячего и холодного теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при противоточной схеме движения теплоносителей в зависимости от соотношения их водяных эквивалентов.

Если греющим теплоносителем является насыщенный водяной пар, то в процессе теплопередачи его температура не изменяется и равна температуре насыщения при данном давлении:

$$t'_1 = t''_1 = t_H.$$

Уравнение теплопередачи в рекуперативном теплообменном аппарате имеет вид

$$Q = k \cdot \Delta t \cdot F,$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/( $m^2 \cdot K$ );

$\Delta t$  – средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителями (средний температурный напор), °С;

F – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;

Коэффициент теплопередачи рассчитывают по формулам теплопередачи для плоской стенки, поскольку толщина стен у трубок теплообменников мала [5,6].

$$k = 1/(\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)$$

где  $\delta = 0,5 \cdot (d_{\text{нар.}} - d_{\text{вн}})$  – толщина стенки трубы, м;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К);

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю, Вт/(м<sup>2</sup> ·К).

Коэффициенты теплоотдачи рассчитывают по критериальным формулам. Среднюю разность температур для прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей рассчитывают по формулам:

$$\Delta t_a = (\Delta t_{\text{max}} + \Delta t_{\text{min}})/2, \text{ если } \Delta t_{\text{max}} / \Delta t_{\text{min}} \leq 2$$

или

$$\Delta t_{\text{л}} = (\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}) / (\ln(\Delta t_{\text{max}} / \Delta t_{\text{min}})), \text{ если } \Delta t_{\text{max}} / \Delta t_{\text{min}} > 2,$$

где  $\Delta t_{\text{max}}$  и  $\Delta t_{\text{min}}$  – максимальная и минимальная разность температуры теплоносителей (см. рис. 5.2);

$\Delta t_a$  – среднеарифметическая разность температур;

$\Delta t_{\text{л}}$  – среднелогарифмическая разность температур.

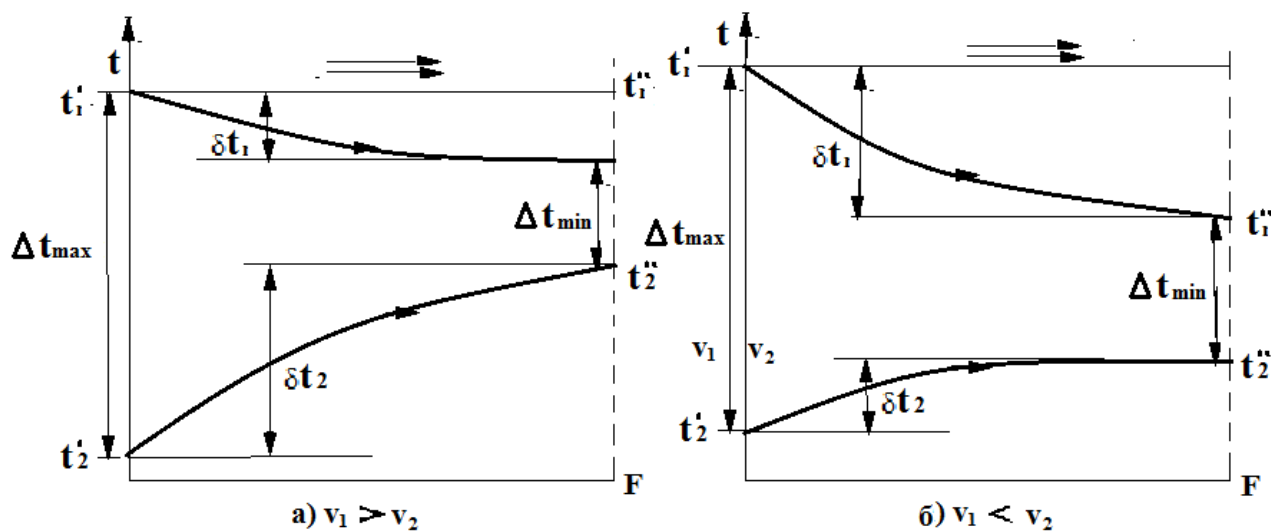


Рис. 5.2 – Изменение температуры горячего и холодного теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при прямоточной схеме движения теплоносителей в зависимости от соотношения их водяных эквивалентов

### Пример 5.1. Решение типовых задач по разделу «Теплообменные аппараты»

Условие задачи.

Определить температуру охлаждающей воды на выходе из водяного маслоохладителя, если температура трансформаторного масла на входе в теплообменник  $t'_1 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ , на выходе  $t''_1 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ , расход масла 15000 кг/час. Температура охлаждающей воды на входе  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ , расход воды 25000 кг/ч.

Решение.

Уравнение теплового баланса

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t''_2 - t'_2).$$

Удельная теплоемкость трансформаторного масла при его средней температуре [2]:

$$t_1 = (t'_1 + t''_1)/2,$$

$$c_{p1} = 1,788 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$$

Тепловой поток  $Q$ , передаваемый от горячего теплоносителя (масло) к холодному (вода):

$$Q = 15000/3600 = 1,788 \cdot 10^3 \cdot (45-35) = 74500 \text{ Вт.}$$

Расчет температуры охлаждающей воды на выходе ведем методом последовательных приближений.

Удельная теплоемкость воды при температуре  $t'_2 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$  [2],  $c_{p2} = 4,187 \text{ кДж / (кг }^\circ\text{C)}$ .

Из уравнения теплового баланса выражаем неизвестную температуру  $t''_2$ :

$$t''_2 = t'_2 + 74500 / [(25000/3600) \cdot 4,187 \cdot 10^3] = 17,56 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$t_2 = (t'_2 + t''_2)/2 = (15 + 17,56)/2 = 16,28 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Уточняем  $c_{p2}$ .

При  $t_2 = 16,28 \text{ }^\circ\text{C}$   $c_{p2} = 4,1859 \text{ кДж / (кг }^\circ\text{C)}$ .

Отличие вновь найденного значения удельной теплоемкости  $c_{p2}$  от значения  $c_{p2}$  на предыдущей итерации не превышает 1%. Итак, окончательно получаем:

$$t_2 = 16,28 \text{ }^\circ\text{C}; t''_2 = 17,56 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Ответ:  $t''_2 = 17,56 \text{ }^\circ\text{C}$

### Контрольные вопросы

1. Перечислите виды теплообмена, существующие в природе.
2. Что такое теплопроводность.
3. Что называют температурным полем?
4. Что такое изотермическая поверхность?
5. Дайте определение тепловому потоку.
6. Как определить плотность теплового потока?
7. Напишите уравнение Фурье.
8. Как определить термическое сопротивление однослойной стенки?
9. Как определить общее термическое сопротивление многослойной стенки?
10. Как определить общее термическое сопротивление цилиндрической стнеки?
11. Что называют конвекцией?
12. Что является теплоносителем при конвективном теплообмене?
13. Что такое свободное и вынужденное движение жидкости.



14. Дайте определение ламинарному движению жидкости.
15. Дайте определение турбулентному движению жидкости.
16. Опишите опыт Рейнольдса.
17. Как определить число Рейнольдса?
18. Что такое пограничный слой?
19. Дайте определение уравнению Ньютона-Рихмана.
20. Что такое теплообмен излучением?
21. Сформулируйте закон Кирхгофа.
22. Сформулируйте закон Стефана – Больцмана .

## 6. Поршневые двигатели внутреннего сгорания

### 6.1. Основные понятия

Тепловые двигатели, в которых все рабочие процессы (сгорание топлива, выделение тепла и преобразование его в механическую работу) протекают внутри рабочего цилиндра, относят к двигателям внутреннего сгорания. Рабочим телом этих двигателей является продукт сгорания топлива – газ.

Основными преимуществами двигателей внутреннего сгорания по сравнению с паровыми являются: более высокая экономичность, меньшие вес и габариты, быстрый запуск, отсутствие таких дорогостоящих агрегатов, как котельная и конденсационные установки, пылеприготовление и другие агрегаты, входящие в состав паросиловых установок. Однако, в отличие от паровых двигателей, где может быть использовано любое топливо (в том числе и низкосортное), в двигателях внутреннего сгорания применяют только высокие сорта жидкого или газообразного топлива, не содержащие золу.

На рисунке 6.1 изображена схема двигателя, у которого поршень 2 непосредственно связан с шатуном 6. В головке цилиндра 1 размещены впускной 4 и выпускной 3 клапаны, свеча для зажигания или форсунка для впрыскивания топлива в зависимости от типа двигателя. Возвратно-поступательное движение поршня при помощи кривошипно-шатунного механизма преобразуется во вращательное движение коленчатого вала 5.

На рисунке 6.1 отмечены два крайних положения поршня, которые называют мертвыми точками. Верхняя мертвая точка (ВМТ) соответствует крайнему высшему положению поршня, при котором расстояние его от оси вала максимальное. Нижняя мертвая точка (НМТ) соответствует крайнему низшему положению поршня, при котором расстояние его от оси вала минимальное. Для двигателей, цилиндры которых расположены горизонтально, крайние положения поршня соответственно называют левой мертвой точкой (ЛМТ) и правой мертвой точкой (ПМТ). Путь, совершенный поршнем от одной мертвой точки до другой, называют ходом поршня и обозначают буквой  $s$ .

Перемещение поршня из одного крайнего положения в другое называют тактом.

Объем, преодолеваемый поршнем за один ход, называют рабочим объемом цилиндра и обозначают  $V_h$ . Объем, заключенный между головкой цилиндра и поршнем, находящимся в ВМТ, называют объемом камеры сгорания или камеры сжатия и обозначают  $V_c$ .

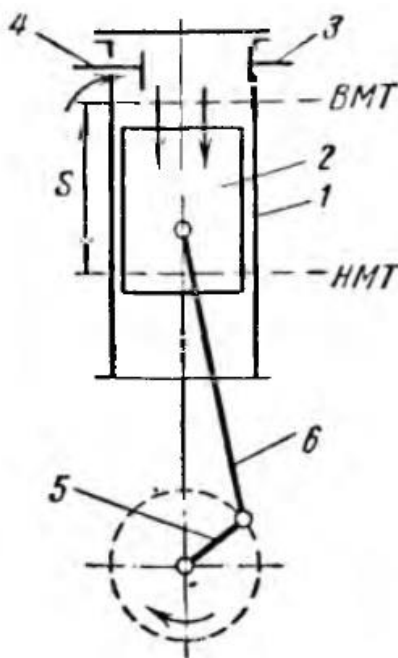


Рисунок 6.1 – Схема двигателя внутреннего сгорания

Сумму рабочего объема  $V_h$  и объема камеры сгорания  $V_c$  называют **полным объемом цилиндра**:

$$V_a = V_h + V_c.$$

Отношение полного объема к объему камеры сгорания называют **степенью сжатия** и обозначают буквой  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = V_a / V_c. \quad (6.1)$$

Для того чтобы в цилиндре двигателя топливо сгорало наиболее полно, оно должно быть хорошо перемешано с необходимым для сгорания количеством воздуха. При этом следует стремиться к сжиганию топлива при

минимальном избытке воздуха. Чем мельче распылено жидкое топливо и чем лучше оно перемешано с воздухом, тем полнее происходит сгорание при меньшем коэффициенте избытка воздуха. А это означает, что при хорошем смесеобразовании в тот же рабочий объем цилиндра можно ввести большее количество топлива и повысить мощность двигателя.

Смесь воздуха с топливом, приготовленную для сжигания ее в двигателе, называют *рабочей смесью*. Существует два способа смесеобразования: внешнее и внутреннее.

В двигателе с *внешним смесеобразованием* приготовление свежей смеси производится в смесителе. Готовая для горения смесь подается в цилиндр. Зажигание смеси в цилиндре происходит принудительно от электрической искры. Двигатели с внешним смесеобразованием работают с низкой степенью сжатия смеси.

В двигателе с *внутренним смесеобразованием* топливо и воздух в рабочий цилиндр подаются раздельно. Внутри цилиндра они смешиваются, образуя рабочую смесь. Двигатели такого рода разделены на два класса: двигатели высокого сжатия с самовоспламенением и двигатели низкого сжатия с принудительным зажиганием.

По способу осуществления цикла двигатели внутреннего сгорания делят на два основных класса: четырехтактные, в которых рабочий цикл совершается за четыре такта (четыре хода поршня за два оборота вала), и двухтактные, в которых рабочий цикл совершается за два такта (два хода поршня за один оборот вала).

## **6.2. Двигатели с внешним смесеобразованием**

Рассмотрим рабочий цикл четырехтактного двигателя.

Первый такт – впуск (всасывание) рабочей смеси в цилиндр (рисунок 6.2, положение I). Поршень 2 перемещается сверху вниз от ВМТ к НМТ, при этом впускной клапан 3 открыт, а выпускной 4 закрыт. При движении поршня вниз в цилиндре 1 создается разрежение и в него всасывается рабочая смесь. В конце

хода поршня заполнение цилиндра рабочей смесью заканчивается и впускной клапан закрывается.

Второй такт – сжатие рабочей смеси (см. рисунок 6.2, положение II). Оба клапана закрыты и поршень движется от НМТ к ВМТ. Объем рабочей смеси уменьшается, а ее давление и температура возрастают. В конце второго такта смесь воспламеняется от электрической искры и топливо сгорает с выделением тепла. Температура и давление продуктов сгорания еще более возрастают и с этого момента начинается третий такт.

Третий такт – расширение продуктов сгорания (см. рисунок 6.2, положение III). Поршень движется от ВМТ к НМТ и оба клапана закрыты. Продукты сгорания, расширяясь, давят на поршень и при этом совершают механическую работу, которая через шатун 5 сообщается валу двигателя 6. Поэтому третий такт является рабочим ходом, во время которого давление и температура продуктов сгорания понижаются.

Четвертый такт – выталкивание продуктов сгорания (см. рисунок 6.2, положение IV). В конце третьего такта, когда поршень подходит к НМТ, выпускной клапан открывается и рабочая полость цилиндра сообщается с атмосферой. Так как давление внутри цилиндра выше атмосферного, то основная масса отработавшего газа через открытый клапан выбрасывается из цилиндра в атмосферу, т. е. происходит выхлоп.

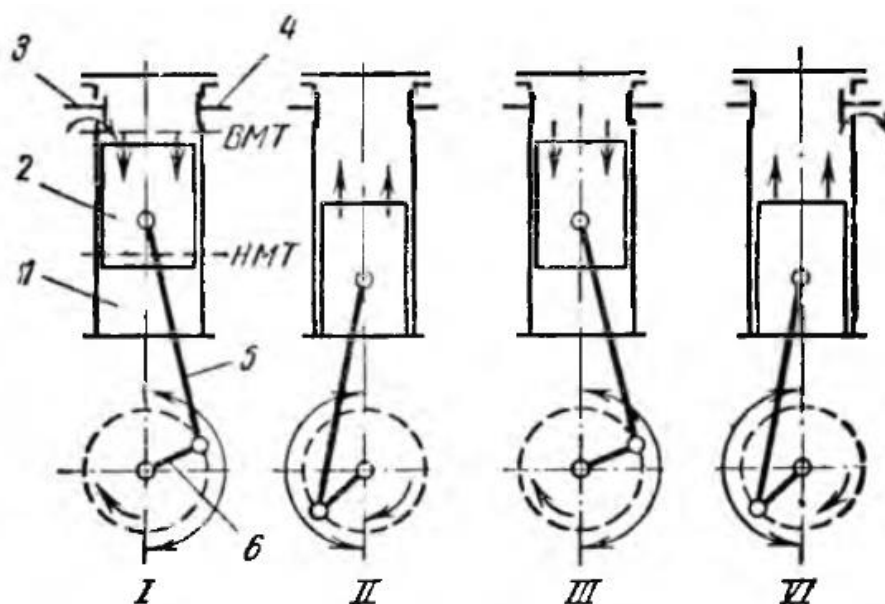


Рисунок 6.2 – Схема работы четырехтактного двигателя

При движении поршня от НМТ до ВМТ оставшиеся продукты сгорания выталкиваются из цилиндра в атмосферу. После этого опять начинается всасывание и цикл повторяется.

***Области применения двухтактных и четырехтактных двигателей.***

Двухтактные двигатели небольшой мощности – это мотоциклетные и подвесные лодочные двигатели. Для таких двигателей главной является не экономичность, а простота конструкции, удешевление стоимости и уменьшение веса.

Двухтактные двигатели большой мощности (дизели) часто применяют на морских судах, тепловозах и подводных лодках. По сравнению с четырехтактными они имеют меньший вес и габариты, что особенно важно для транспортных двигателей.

В зависимости от условий на транспорте находят применение также четырехтактные дизельные двигатели.

Двигатели с внешним смесеобразованием делают, как правило, четырехтактными для экономии топлива.

### 6.3. Идеальные циклы двигателей внутреннего сгорания

Двигатель, в котором процесс преобразования тепла в работу протекает обратимо, без потерь, называют идеальным. Считают, что в цилиндре идеального двигателя непрерывно находится рабочее тело, к которому подводится тепло извне без изменения его химического состава, а после совершения им работы от него отводится тепло в холодильник.

В идеальных циклах теплоемкость рабочего тела принимают не зависящей от температуры, что, как известно, не соответствует действительности. Принимают также, что процессы сжатия и расширения происходят без теплообмена между рабочим телом и внешней средой (адиабатно).

Идеальные циклы рассматривают для оценки совершенства тепловых процессов, происходящих в цилиндре действительного двигателя. Изучение идеальных циклов дает ясное представление о путях дальнейшего улучшения работы двигателей и повышения экономичности процессов преобразования тепла в работу.

В настоящее время для двигателей внутреннего сгорания применяют три цикла, отличные от цикла Карно: цикл с подводом тепла при  $v = \text{const}$ ; цикл с подводом тепла при  $p = \text{const}$  и цикл со смешанным подводом тепла при  $v = \text{const}$  и  $p = \text{const}$ . Термический КПД этих циклов меньше термического КПД цикла Карно.

**Цикл с подводом тепла при  $v = \text{const}$ .** Рассмотрим идеальный цикл двигателя, работающего с подводом тепла при  $v = \text{const}$  (рисунок 6.3).

Начальное состояние газа соответствует точке 1. При сжатии газа по адиабате 1-2 его объем уменьшается, а давление и температура повышаются. В точке 2 к газу подводят тепло  $q_1$  по изохоре 2-3, в результате чего при постоянном объеме резко повышаются давление и температура. Газ, расширяясь по адиабате 3-4, совершает работу, а затем по изохоре 4-1 от газа отводят тепло  $q_2$ . Построенная по конечным параметрам газа диаграмма,

определяющая зависимость между его объемом в цилиндре и абсолютным давлением, дает возможность оценить работу поршневого двигателя.

Процесс 1-2-3-4 образует замкнутый контур диаграммы, площадь которой определяет величину полезной работы, полученной за один цикл работы идеального двигателя.

Термический КПД этого цикла определяют по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (6.2)$$

где  $\varepsilon = V_a/V_c$  – степень сжатия;  $k$  – показатель адиабаты.

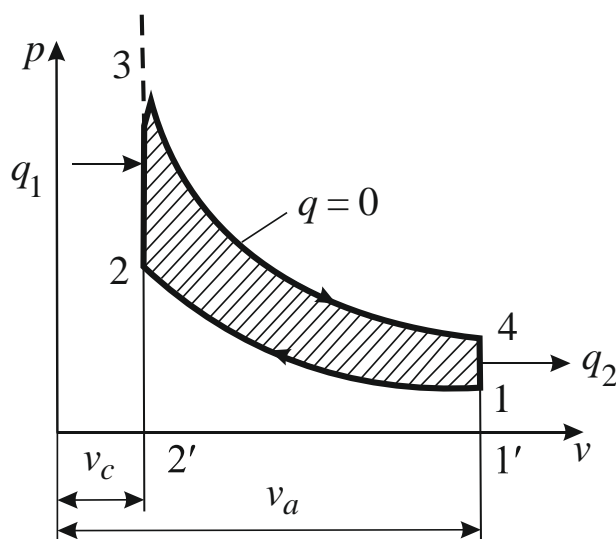


Рисунок 6.3 – Диаграмма идеального цикла двигателя, работающего с подводом тепла при  $v = \text{const}$

Если исключить из рассмотрения влияние показателя степени  $k$ , изменяющегося в сравнительно узких пределах, то термический КПД зависит только от степени сжатия. С увеличением степени сжатия увеличивается и термический КПД цикла, и полезная работа, развиваемая двигателем, а также снижаются конечные давление и температура отработавших газов. Следовательно, уменьшается неиспользованное тепло  $q_2$ , отданное холодильнику. В результате совершенного кругового цикла двигатель производит работу, которую легко определить по  $p-v$ -диаграмме. Полная работа,



совершенная за цикл, численно равна площади фигуры 1'-4-3-2'. Работа, затраченная двигателем на сжатие  $l_{\text{сж}}$  газа по линии 1-2, численно равна площади фигуры 1-1'-2-2'. Полезная работа  $l_{\text{полез}}$  представляет собой разность:

$$l_{\text{полез}} = l_{\text{полн}} - l_{\text{сж}} = \text{площадь фигуры } 1-2-3-4.$$

**Цикл с подводом тепла при  $p = \text{const}$ .** Идеальный цикл двигателя, работающего при  $p = \text{const}$ , состоит из двух адиабат (рисунок 6.4), одной изобары и одной изохоры. Газ от точки 1 к точке 2 сжимается по адиабате с повышением давления и температуры. Подвод тепла  $q_1$  происходит по изобаре 2-3 с повышением температуры. Затем газ расширяется по адиабате 3-4 и совершает работу. И наконец, по изохоре 4-1 происходит отвод тепла  $q_2$  холодильнику.

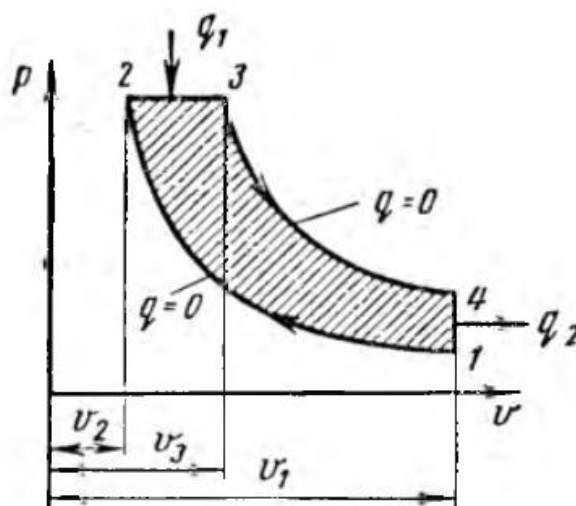


Рисунок 6.4 – Диаграмма идеального цикла двигателя, работающего с подводом тепла при  $p = \text{const}$

Термический КПД цикла определяют по формуле

$$\eta_t = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}, \quad (6.3)$$

где  $\varepsilon = v_1/v_2$  – степень сжатия;  $\rho = v_3/v_2$  – степень изобарного (предварительного) расширения;  $k$  – показатель адиабаты.

Если исключить из рассмотрения влияние показателя адиабаты  $k$  по ранее указанным причинам, то из формулы (6.3) видно, что с увеличением  $\varepsilon$  термический КПД цикла  $\eta_t$  увеличивается, а с увеличением  $\rho$  – уменьшается.

**Цикл со смешанным подводом тепла при  $v = \text{const}$  и  $p = \text{const}$ .** Для повышения экономичности двигателя был введен цикл со смешанным подводом тепла. Он является обобщением двух ранее рассмотренных циклов (при  $v = \text{const}$  и  $p = \text{const}$ ). На рисунке 6.5 представлена диаграмма такого цикла.

Газ от точки 1 до точки 2 сжимается по адиабате с повышением давления и температуры. По линии 2-3 подводится часть тепла  $q_1'$  при постоянном объеме. По линии 3-4 подводится оставшаяся часть тепла  $q_1''$  при постоянном давлении. По линии 4-5 газ адиабатно расширяется, а по изохоре 5-1 тепло  $q_2$  отводится в холодильник.

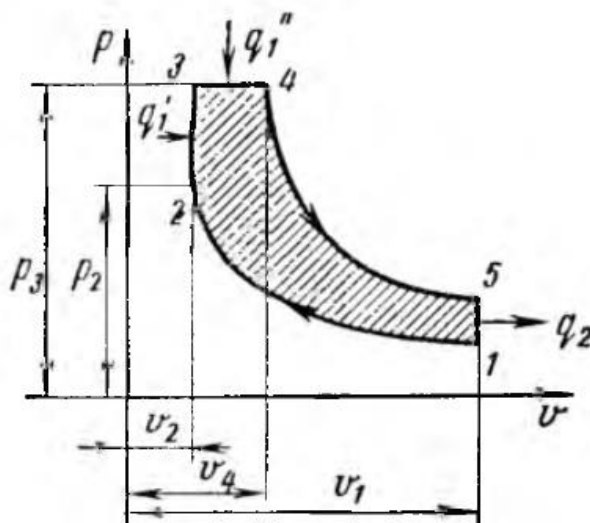


Рисунок 6.5 – Диаграмма идеального цикла двигателя, работающего по смешанному циклу при  $v = \text{const}$  и  $p = \text{const}$

Цикл со смешанным подводом тепла характеризуют следующие величины:

$$\varepsilon = v_1/v_2 \text{ – степень сжатия;} \quad (6.4)$$

$\rho = v_3/v_2$  – степень изобарного (предварительного) расширения;

$\lambda = p_3/p_2$  – степень увеличения давления на участке подвода тепла;

$k$  – показатель адиабаты.

Термический КПД цикла определяют по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k \lambda - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (6.5)$$

Как видно из формулы (6.5), термический КПД цикла  $\eta_t$  увеличивается с повышением  $\varepsilon$  и  $\lambda$  и уменьшается с повышением  $\rho$ .

**Сравнение циклов.** Рассмотренные ранее два цикла являются частными случаями цикла со смешанным подводом тепла. Так, например, при  $\rho = 1$  объемы  $v_2$  и  $v_1$  равны между собой, следовательно, цикл со смешанным подводом тепла превращается в цикл с изохорным подводом тепла. При  $\lambda = 1$ , когда  $p_2 = p_3$ , цикл является изобарным.

Сравнение идеальных циклов, осуществляемых при разных способах подвода тепла, показывает следующее:

1) при одинаковых степенях сжатия термический КПД цикла с изохорным подводом тепла больше, чем термический КПД цикла с изобарным подводом тепла;

2) при одинаковых наибольших давлениях термический КПД цикла с изобарным подводом тепла больше, чем КПД цикла с изохорным подводом тепла;

3) при одинаковых наибольших температурах КПД цикла с изобарным подводом тепла больше, чем КПД цикла с изохорным подводом тепла.

Цикл со смешанным подводом тепла занимает промежуточное положение между рассмотренными двумя циклами. При оптимальной степени сжатия в смешанном цикле можно получить КПД выше, чем в цикле с изобарным подводом тепла, за счет некоторого повышения максимального давления.

## 5.4 Циклы действительных двигателей

В отличие от двигателей, работающих по идеальному круговому циклу, в реальных двигателях процессы необратимы, разомкнуты и совершаются

реальными газами. Химический состав рабочего тела (смесь воздуха с топливом) изменяется только в одном направлении – горючая смесь переходит в продукты сгорания. Процесс необратим.

При исследовании реальных двигателей правильнее говорить не о циклах с различным подводом тепла, а о двигателях с различной быстротой сгорания топлива. Их делят на три группы: двигатели быстрого сгорания при  $v = \text{const}$ , двигатели постепенного сгорания при  $p = \text{const}$  и двигатели смешанного сгорания при  $v = \text{const}$  и  $p = \text{const}$ .

*Двигатели быстрого сгорания при  $v = \text{const}$ .* Диаграмма работы этого двигателя показана на рисунке 6.6. Она изображена сплошными линиями и вписана в теоретическую диаграмму, обозначенную пунктиром. На рисунке видно, что площадь действительной диаграммы несколько меньше площади теоретической, следовательно, несколько меньшей получается мощность, развиваемая реальным двигателем. Процесс впуска рабочей смеси в цилиндр происходит после выталкивания из него поршнем отработавшего газа. При выталкивании газ испытывает сопротивление в выпускных клапанах и трубопроводах. Поэтому в камере сжатия перед впуском рабочей смеси остается часть отработавшего газа с давлением, несколько выше атмосферного (точка 1 на рисунке 6.6, а).

В период впуска при движении поршня от ВМТ к НМТ (линия 1-2) давление в цилиндре понижается, создается разрежение и в цилиндр засасывается рабочая смесь. Во впускных клапанах и в трубопроводе, так же, как и в выпускных, создаются гидравлические сопротивления (завихрение потока, удары, трение о стенки и т. п.), поэтому процесс впуска по линии 1-2 протекает и заканчивается при давлении, несколько ниже атмосферного (точка 2). Открытие впускного клапана обычно происходит с опережением, т. е. до прихода поршня в ВМТ. Это необходимо для продувки камеры сжатия и лучшего наполнения цилиндра. Закрытие впускного клапана происходит с запаздыванием, т. е. после прихода поршня в НМТ. Это также необходимо для улучшения наполнения цилиндра.

Процесс сжатия (линия 2-3) начинается после впуска рабочей смеси. Действительный процесс сжатия протекает с теплообменом, поэтому линия 2-3 является политропой, а не адиабатой, как в идеальном цикле. Рабочую смесь, состоящую из воздуха и топлива, в цилиндре двигателя можно сжимать лишь до таких давлений, чтобы температура смеси была ниже температуры воспламенения. В противном случае смесь самовоспламеняется до прихода поршня в ВМТ. Преждевременная вспышка снижает мощность двигателя, изнашивает его и даже может привести к поломке. Увеличение степени сжатия приводит также к детонации. Смеси, у которых коэффициент избытка воздуха чрезмерно велик, называют бедными.

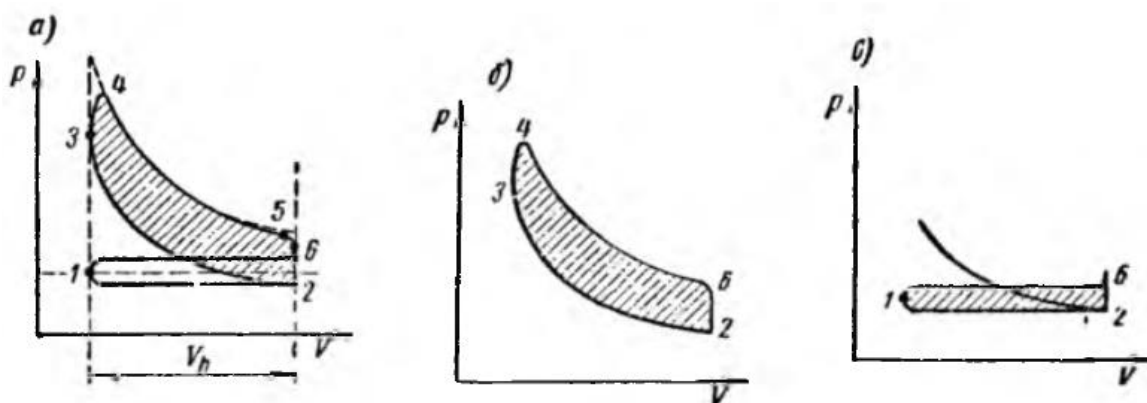


Рисунок 6.6 – Индикаторная диаграмма работы реального двигателя быстрого сгорания при  $\nu = \text{const}$ : а – полная работа; б – действительная индикаторная работа; в – насосная работа

Детонацией называют случай горения газовой смеси, когда она воспламеняется одновременно в различных точках всего объема. Сгорание приобретает характер взрыва, что приводит к снижению мощности двигателя, его перегреву и перерасходу топлива. Возникновение детонации зависит от сорта сгораемого в цилиндре топлива. Поэтому каждое топливо допускает предельную степень сжатия, при которой еще не возникает детонация. В таблице 6.1 приведены предельные значения степени сжатия в двигателях с внешним смесеобразованием в зависимости от применяемого топлива.

Таблица 6.1 – Предельные значения степени сжатия в двигателях с внешним смесеобразованием

Двигатели	$\epsilon$	Двигатели	$\epsilon$
Керосиновые	4,0 – 4,5	Бензиновые авиационные	7,0 – 8,5
Бензиновые автомобильные	5,0 – 5,5	Газовые	7,0 – 9,5

Процесс сгорания (линия 3-4 на рисунке 6.6) в реальном цикле происходит с отклонением от идеального. В действительном двигателе подвод тепла извне заменяется сгоранием топлива, которое протекает во времени и, следовательно, с некоторым изменением объема камеры сгорания двигателя. Поэтому подачу искры производят с опережением, т. е. до прихода поршня в ВМТ. Это позволяет получить максимальное давление на поршень сразу же за ВМТ и тем самым приблизить процесс сгорания к изохорному.

Процесс расширения (линия 4-5) является, как известно, рабочим ходом поршня, во время которого двигатель совершает работу. При этом давление и температура продуктов сгорания падают, а объем увеличивается.

Процесс выхлопа отработавшего газа производится также с опережением. Поэтому линия 5-6 не является изохорой. Открытие выпускных клапанов с опережением позволяет основной массе отработавшего газа выйти из цилиндра до прихода поршня в НМТ. После выхлопа давление в цилиндре остается несколько выше атмосферного. Если бы давление газа в цилиндре оставалось намного выше атмосферного, то при обратном движении поршня (при выталкивании остаточного газа) значительно возросло бы сопротивление. При этом часть работы пришлось бы затратить на преодоление сопротивления.

Однако подбирать опережение выпуска нужно таким образом, чтобы значительно не сократить рабочий ход поршня и этим не снизить полезную работу, производимую двигателем при расширении.

Процесс выталкивания (линия 6-1) производится при давлении немного выше атмосферного. Для лучшей очистки цилиндра от остаточных газов закрытие выпускного клапана осуществляется с некоторым запаздыванием.

Полная работа  $l_{\text{полн}}$ , совершенная четырехтактным двигателем за цикл, определяется площадью индикаторной диаграммы 1-2-6-4-3-2-1. Она представляет собой сумму двух площадей: положительной 2-3-4-6-2 (рисунок 6.6, б), соответствующей полезной (действительной индикаторной) работе двигателя за такты сжатия и расширения, и отрицательной 1-2-6-1 (рисунок 6.6, в), соответствующей насосной работе.

Насосной называют работу, затраченную на осуществление ходов впуска и выпуска. Эту работу еще называют насосными потерями, так как впуск и выпуск являются вспомогательными процессами. Насосные потери обычно относят к механическим потерям двигателя.

*Двигатели постепенного сгорания при  $p = \text{const}$ .* Все рабочие процессы в двигателях, работающих при  $p = \text{const}$ , протекают так же, как и в двигателях, работающих при  $v = \text{const}$ . Только при медленном сгорании топлива цилиндр заполняется не рабочей смесью, а чистым воздухом из атмосферы (рисунок 6.7, линия 1-2).

В цилиндре воздух сжимается поршнем по линии 2-3 до давлений, при которых его температура в конце сжатия может обеспечить надежное самовоспламенение введенного в цилиндр жидкого топлива. Топливо, попадая в сжатый раскаленный воздух, воспламеняется и сгорает (линия 3-4) с выделением тепла. Это тепло затрачивается не только на увеличение внутренней энергии, но и на совершение внешней механической работы.

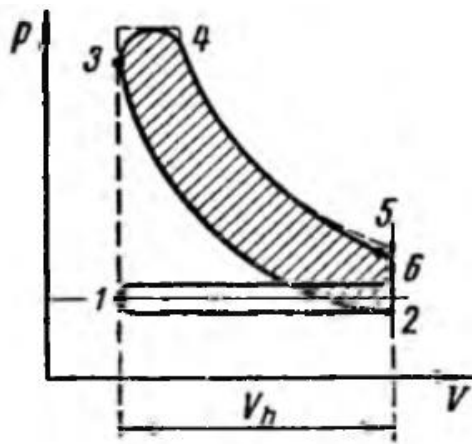


Рисунок 6.7 – Действительная индикаторная диаграмма двигателя при  $p = \text{const}$

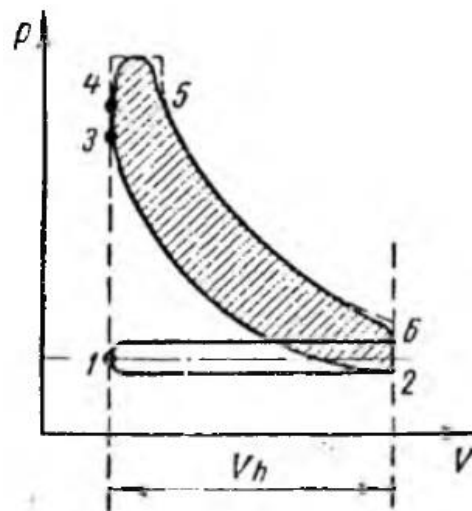


Рисунок 6.8 – Действительная индикаторная диаграмма двигателя, работающего по смешанному циклу

Топливо в цилиндр двигателя подается не все сразу, а постепенно. Часть топлива впрыскивается в цилиндр до прихода поршня в ВМТ. От начала впрыскивания до воспламенения топлива происходит некоторая задержка, во время которой топливо в цилиндре хорошо перемешивается с воздухом. Вблизи ВМТ топливо воспламеняется и горит. Давление в цилиндре повышается. В цилиндр продолжают впрыскивать топливо, частицы которого сгорают сразу же после выхода их из форсунки. После прекращения подачи топлива сгорание заканчивается в точке 4 и начинается процесс расширения. Такие двигатели носят название двигателей постепенного сгорания. Современные двигатели постепенного сгорания работают со степенью сжатия  $\epsilon$  от 13 до 16,8.

В двигателях постепенного сгорания для распыления топлива, подаваемого в цилиндр, используют воздух, сжатый в компрессоре до давления, в 1,5–2 раза превышающего давление сжатия в цилиндре. Такие двигатели называют также компрессорными. Наиболее ответственной, дорогой и громоздкой частью компрессорных двигателей является компрессор. В настоящее время эти двигатели заменены бескомпрессорными двигателями со смешанным сгоранием топлива.



**Двигатели со смешанным сгоранием.** Двигатели с внутренним смесеобразованием, работающие по циклу смешанного сгорания топлива (сначала при  $v = \text{const}$ , затем при  $p = \text{const}$ ), носят название бескомпрессорных двигателей. На рисунке 6.8 изображена индикаторная диаграмма двигателя со смешанным сгоранием.

Они отличаются от компрессорных способом распыления топлива. В бескомпрессорном двигателе топливо сжимается насосом до давления 100–400 атм и проталкивается в цилиндр через мелкие отверстия в распылителе форсунки. Такое распыление топлива называют механическим в отличие от воздушного. В настоящее время большинство двигателей с внутренним смесеобразованием работает по смешанному циклу.

Подача топлива в камеру сгорания производится таким образом, чтобы одна часть его сгорала при постоянном объеме по линии 3-4, а другая часть – при постоянном давлении по линии 4-5.

### 6.5 Мощность и КПД двигателей

**Среднеиндикаторное давление.** Средним индикаторным давлением  $p_t$  называют некоторое условное постоянное давление продуктов сгорания, действующее на поршень в течение хода расширения, во время которого совершается работа, равная индикаторной работе  $l_i$ . Индикаторная работа  $l_i$ , выраженная через среднее индикаторное давление, может быть подсчитана по формуле

$$l_i = p_i V_h,$$

где  $V_h = FS$ ;  $F$  – площадь поршня;  $S$  – ход поршня.

По величине среднего индикаторного давления судят о степени эффективности рабочего процесса, т. е. о развиваемой двигателем индикаторной работе. Чем выше величина  $p_i$ , тем больше индикаторная работа  $l_i$  и выше степень использования рабочего объема  $V_h$  цилиндра. Величина

среднего индикаторного давления зависит от применяемого цикла, от коэффициента избытка воздуха, степени сжатия и т. д. В таблице 6.2 приведены значения среднего индикаторного давления для некоторых типов двигателей.

**Мощность двигателя.** Индикаторной мощностью  $N_i$  называют секундную работу, развиваемую газом внутри цилиндра за один полный цикл, совершенный двигателем.

Для четырехтактного двигателя, у которого вал совершает  $n$  оборотов в минуту, число циклов в минуту равно  $n/2$ , а для двухтактного двигателя –  $n$ . Число циклов в минуту для двигателя с любым числом тактов можно обозначить  $2n/\tau$ , где  $\tau$  – число тактов.

Мощность (кВт), развиваемая в каждом цилиндре двигателя, может быть подсчитана по формуле

$$N_i^{\text{ц}} = \frac{p_i V_h 2n}{6 \cdot 10^4 \tau} = \frac{p_i V_h n}{3 \cdot 10^4 \tau}, \quad (6.6)$$

где  $p_i V_h$  – индикаторная работа двигателя, Дж.

Индикаторная мощность (кВт) многоцилиндрового двигателя простого действия выражается как

$$N_i = \frac{p_i V_h n z}{3 \cdot 10^4 \tau}, \quad (6.7)$$

где  $z$  – число цилиндров двигателя.

Часть индикаторной мощности затрачивается на преодоление трения, возникающего между поршнем и стенками цилиндра, в коренных и шатунных подшипниках, в механизмах распределения, в топливных, масляных, водяных и продувочных насосах.

Поэтому полезная мощность, полученная на валу двигателя, называемая эффективной мощностью  $N_e$ , меньше индикаторной на величину мощности  $N_{\text{тр}}$ , затраченной на преодоление трения:

$$N_e = N_i - N_{тр}. \quad (6.8)$$

**Коэффициент полезного действия двигателя.** До сих пор рассмотренные рабочие процессы оценивались величиной их термического КПД  $\eta_t$ . Однако для практической оценки двигателя нужно знать индикаторный и эффективный КПД.

Индикаторный КПД  $\eta_i$  оценивает степень использования тепла топлива в цилиндре двигателя. Он представляет собой отношение тепла, превращенного в индикаторную работу, ко всему затраченному теплу топлива:

$$\eta_i = \frac{N_i}{BQ_H^p}, \quad (6.9)$$

где  $N_i$  – индикаторная мощность двигателя, кВт;  $B$  – средний расход топлива, кг/с или м<sup>3</sup>/с;  $Q_H^p$  – низшая теплотворность рабочего топлива, кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup>.

Высокое значение  $\eta_i$  является показателем высокого качества рабочего процесса в цилиндре двигателя.

Эффективный КПД  $\eta_e$  оценивает степень использования тепла, превращенного в эффективную работу:

$$\eta_e = \frac{N_e}{BQ_H^p}, \quad (6.10)$$

где  $N_e$  – эффективная мощность.

Эффективный и индикаторный КПД связаны между собой соотношением

$$\eta_e = \eta_i \eta_M,$$

где  $\eta_M$  – механический КПД, учитывающий механические потери. Он определяется отношением эффективной мощности к индикаторной:

$$\eta_M = N_e / N_i. \quad (6.11)$$

Коэффициенты полезного действия некоторых двигателей приведены в таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Значения КПД двигателей

Двигатели	$\eta_i$	$\eta_M$	$\eta_e$
Калоризаторные	0,20 – 0,30	0,75 – 0,8	0,16 – 0,20
Автотракторные	0,22 – 0,28	0,80 – 0,90	0,18 – 0,24
Стационарные бескомпрессорные (тихоходные)	0,38 – 0,52	0,78 – 0,83	0,30 – 0,30
Быстроходные	0,35 – 0,43	0,75 – 0,84	0,3 – 0,42

### 5.6 Тепловой баланс двигателя

В идеальном двигателе тепловой баланс представляет собой простую схему. Из всей располагаемой теплоты одна ее часть идет на совершение полезной работы, а вторая отводится в холодильник в соответствии со вторым законом термодинамики. В реальном двигателе располагаемое тепло расходуется не только на совершение полезной работы и на потерю тепла с уходящим отработавшим газом, но и на другие потери, которые непрерывно происходят в процессе работы двигателя.

Тепловой баланс (кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup>), составленный для 1 кг жидкого или для 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива, может быть представлен в виде

$$Q_H^p = Q_e + Q_{охл} + Q_{газ} + Q_{ост},$$

где  $Q_H^p$  – низшая теплота сгорания рабочего топлива;  $Q_e$  – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя;  $Q_{охл}$  – тепло, уносимое с водой или воздухом, охлаждающими двигатель во время его работы;  $Q_{газ}$  – тепло, уносимое отработавшим газом;  $Q_{ост}$  – остаточные потери тепла, куда входят потери от неполноты сгорания, через изоляцию и другие трудно учитываемые потери.

Тепловой баланс двигателя выражают также в процентах:

$$q_e + q_{\text{охл}} + q_{\text{газ}} + q_{\text{ост}} = 100 \%$$

Распределение теплоты между составляющими теплового баланса различно для разных двигателей и зависит от конструктивных и эксплуатационных факторов. Отдельные члены уравнения теплового баланса имеют примерно такие значения:

$$q_e = 40\text{--}18 \%; \quad q_{\text{охл}} = 35\text{--}15 \%; \quad q_{\text{газ}} = 50\text{--}25 \%; \quad q_{\text{ост}} = 5\text{--}12 \%$$

Видно, что значительная часть тепла (до 70 %) теряется с отработавшим газом и водой (или воздухом), охлаждающей двигатель. Если в какой-то мере использовать это тепло, то экономичность двигателя будет значительно увеличена. В стационарных силовых установках с двигателями внутреннего сгорания, так же как и в паросиловых установках, используют тепло охлаждающей воды и отработавшего газа для горячего водоснабжения.

### **Пример 6.1. Решение типовой задачи по теме «Двигатели внутреннего сгорания»**

Определить термический КПД идеального цикла ДВС с подводом тепла при  $p = \text{const}$ , если рабочее тело имеет:  $p_1 = 0,15$  МПа,  $t_1 = 47$  °С,  $R = 302$  Дж/(кг·К),  $\kappa = 1,32$ . Максимальная температура цикла  $T_3 = 2250$  К при  $\varepsilon = 21$ .

Решение

Используем формулы и соотношения, приведенные в доп. [2], с.83.

1. Определяем параметры рабочего тела в характерных точках цикла:

Удельный объем вычисляем по уравнению состояния

$$v_1 = RT_1 / p_1 = (302 \cdot 320) / 0,15 \cdot 10^6 = 0,644 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

2 Величина  $\varepsilon$  дает возможность определить  $v_2$ ,  $p_2$  и  $T_2$  :

$$v_2 = v_1 / \varepsilon = 0,644 / 21 = 0,031 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa = 0,15 \cdot 21^{1,32} = 8,34 \text{ МПа};$$

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} = 320 \cdot 21^{1,32-1} = 848 \text{ К}$$

Имеем:  $p_2 = 8,34$  МПа;  $T_2 = 848$  К,  $v_2 = 0,031 \text{ м}^3 / \text{кг}$ .

3 Найдем степень предварительного расширения и вычислим необходимые параметры в этой точке:

$$\rho = T_3 / T_2 = 2250 / 848 = 2,65; \quad v_3 = \rho \cdot v_2 = 2,65 \cdot 0,031 = 0,082 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Имеем:  $p_3 = 8,34 \text{ МПа}$ ;  $T_3 = 2250 \text{ К}$ ,  $v_3 = 0,082 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

4 Используя  $\rho$  вычислим  $p_4$  и  $T_4$ :

$$p_4 = p_1 \cdot \rho^k = 0,15 \cdot 2,65^{1,32} = 0,54 \text{ МПа};$$

$$T_4 = T_1 \cdot \rho^k = 320 \cdot 2,65^{1,32} = 1160 \text{ К}.$$

Имеем:  $p_4 = 0,54 \text{ МПа}$ ;  $T_4 = 1160 \text{ К}$ ,  $v_4 = 0,644 \text{ м}^3/\text{кг}$

Определяем термический КПД цикла:

$$\eta_t = 1 - (\rho^k - 1) / [\varepsilon^{k-1} \cdot k (\rho - 1)] = (2,65^{1,32} - 1) / [21^{1,32-1} \cdot 1,32 \cdot (2,65-1)] = 0,55.$$

### Контрольные вопросы

1. Какие тепловые двигатели относятся к двигателям внутреннего сгорания?
2. Назовите основные преимущества и недостатки двигателей внутреннего сгорания по сравнению с паровыми.
3. Опишите устройство двигателя внутреннего сгорания.
4. Что такое ход поршня?
5. Что такое такт?
6. Что такое рабочий объём цилиндра?
7. Каким образом определяется степень сжатия?
8. Что называют рабочей смесью?
9. Назовите способы смесеобразования?
10. На какие основные классы, по способу осуществления цикла, делят двигатели внутреннего сгорания?
11. В чём отличие работы двигателя с подводом тепла при  $p = \text{const}$  от двигателя с подводом тепла при  $v = \text{const}$ ?
12. Чем отличаются циклы действительных двигателей от идеальных?
13. Что оценивает индикаторный К.П.Д.? Как определяется индикаторный К.П.Д.?

14. Что оценивает эффективный К.П.Д.? Как определяется эффективный К.П.Д.?
15. Что учитывает механический К.П.Д.?
16. Дайте определение индикаторной мощности.
17. Дайте определение эффективной мощности.

## 7. Паровые турбины и газотурбинные установки

### 7.1. Устройство турбины

Паровая турбина – двигатель, в котором энергия пара преобразуется в механическую работу посредством двух процессов:

- 1) преобразования потенциальной энергии пара в кинетическую;
- 2) преобразования полученной кинетической энергии в механическую работу турбины.

Проточная часть турбины состоит из сопла 1 и диска 3, насаженного на вал турбины 4 (рисунок 7.1). По окружности диска закреплены рабочие лопатки 2, которые образуют каналы.

Первый процесс протекает в сопловом аппарате, куда поступает пар высокого давления. В соплах пар расширяется, его давление падает и соответственно увеличивается скорость, т. е. внутренняя энергия пара в сопловом аппарате преобразуется в кинетическую.

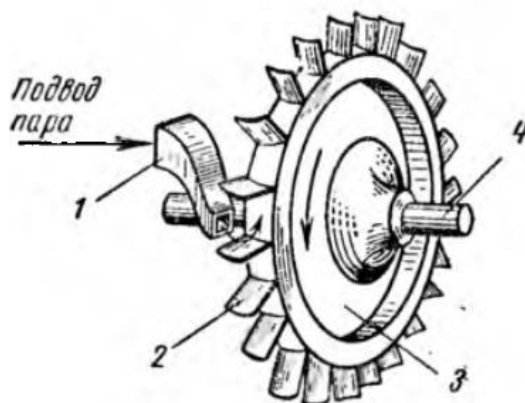


Рисунок 7.1 – Сопло и рабочее колесо паровой турбины

Второй процесс протекает в каналах, образованных рабочими лопатками, где кинетическая энергия пара преобразуется в механическую работу вращения диска и связанного с ним вала турбины.



## 7.2 Рабочий процесс в паровой турбине

В ступени турбины пар проходит по системе неподвижных и вращающихся каналов. Поэтому в зависимости от вида движения различают три скорости пара:  $c$  – абсолютная скорость движения пара;  $u$  – скорость переносного движения, равная окружной скорости диска турбины;  $w$  – относительная скорость, т. е. скорость движения пара относительно движущейся лопатки.

Параметры пара (скорость, давление, температуру перед соплом, перед рабочими лопатками и за рабочими лопатками) отмечают индексами соответственно 0, 1, 2 ( $c_0, p_0, t_0, c_1, p_1, t_1, c_2, p_2, t_3$ ). Рассмотрим адиабатный процесс течения пара в ступени турбины. При течении пара в сопловом аппарате энергия пара преобразуется в кинетическую. Приращение кинетической энергии (Дж/кг) пара при выходе из сопла определяется равенством

$$i_0 - i_{1T} = c_{1T}^2/2 - c_0^2/2,$$

где  $c_{1T}$  – теоретическая скорость на выходе из сопла.

Если принять, что перед соплами скорость  $c_0 = 0$ , получим

$$c_{1T}^2/2 = i_0 - i_{1T} = h_{1T},$$

где  $h_{1T}$  – теоретический теплоперепад, соответствующий величине  $c_{1T}$ .

В действительном процессе истечения часть кинетической энергии в результате потерь на трение переходит в тепло, так что истинная скорость  $c_1$  меньше теоретической.

Коэффициент, учитывающий потерю скорости, называют коэффициентом скорости и обозначают буквой  $\varphi$ . В современных турбинах значения коэффициента скорости составляют 0,93–0,98. Действительную скорость истечения можно определить по формуле

$$c_1 = \varphi c_{1T}.$$

Пар из сопла с давлением  $p_1$  попадает в каналы решетки рабочих лопаток. В зависимости от воздействия пара на рабочие лопатки различают турбины активного и реактивного действия.

**Активная турбина.** На рисунке 7.2 изображена схема активной однодисковой турбины, а также график изменения скорости и давления пара. Пар поступает в сопло 4 с давлением  $p_0$  и скоростью  $c_0$ . Из сопла пар с параметрами  $p_1$  и  $c_1$  попадает в каналы рабочих лопаток 3, где давление пара остается постоянным ( $p_1 = p_2$ ), а скорость падает от  $c_1$  до  $c_2$ , т. е. кинетическая энергия пара преобразуется в механическую работу вращения диска 2 и связанного с ним вала 1 турбины.

В каналах решетки рабочих лопаток активной турбины происходит поворот струи пара. Изменение количества движения потока пара преобразуется в активную силу, действующую на рабочие лопатки и вал турбины. Турбину, в рабочих каналах которой действует активная сила, называют активной турбиной. Давление пара в каналах рабочих лопаток активной турбины не изменяется и остается равным давлению пара на выходе из сопла, т. е.  $p_1 = p_2$

Направление относительной скорости пара  $w_1$  составляет с плоскостью диска турбины угол  $\beta_1$ , который называют углом входа. Направление вектора  $c_1$  определяется углом  $\alpha_1$  между осью сопла и плоскостью диска.

Теоретическая относительная скорость на выходе из рабочего колеса определяется так же, как и на выходе из сопла:

$$\left( w_{2T}^2 - w_1^2 \right) / 2 = i_1 - i_{2T} = h_{2T}.$$

На практике вследствие потерь в лопаточном канале достигаемая на выходе относительная скорость пара меньше, чем  $w_{2T}$ , а  $i_2$  выше, чем  $i_{2T}$ . Эти потери учитываются коэффициентом скорости  $\varphi$ :

$$w_2 = \varphi w_{2T}. \quad (7.1)$$

**Реактивная турбина.** На рисунке 7.3 показана схема реактивной ступени турбины. Сопловой аппарат представляет собой суживающиеся каналы 2, образованные каждой парой неподвижных лопаток 1. В сопловом аппарате происходит частичное расширение пара от начального давления  $p_0$  до промежуточного давления  $p_1$  ( $p_0 > p_1$ ). При этом в суживающихся соплах только часть внутренней энергии преобразуется в кинетическую. Профиль лопаток рабочего колеса реактивной ступени отличается от профиля лопаток активной ступени. Лопатки 3 реактивной ступени менее изогнуты и образуют суживающиеся каналы 4. Вследствие этого пар, вступая в них с абсолютной скоростью  $c_1$  и относительной  $w_1$ , продолжает расширяться. При этом его давление падает от  $p_1$  до  $p_2$ , вследствие чего возрастает относительная скорость пара от значений  $w_1$  до  $w_2$  (см. диаграмму на рисунке 7.3, сверху).

Усилия, вращающие диск и вал турбины, обусловлены реактивным действием движущегося канала рабочих лопаток, в котором происходит дальнейшее расширение пара от давления  $p_1$  до  $p_2$ . Падение давления сопровождается ускорением пара по отношению к рабочим лопаткам. При этом возникает сила отталкивания – реактивная сила. Реактивная сила направлена против скорости вытекающей струи.

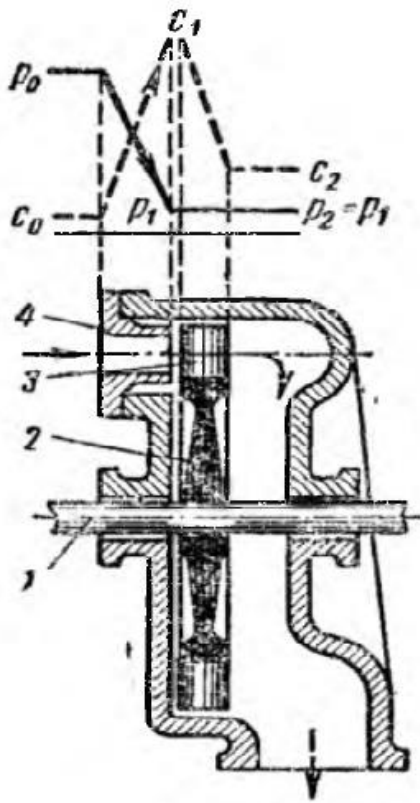


Рисунок 7.2 – Схема однодисковой активной турбины

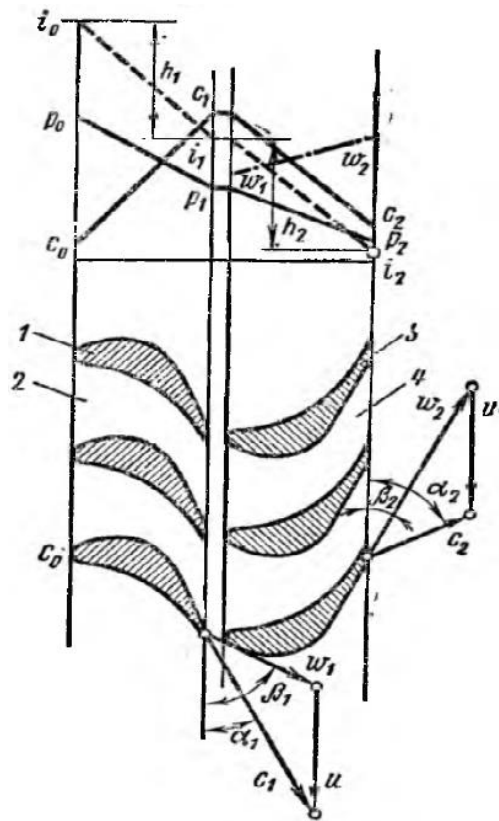


Рисунок 7.3 – Схема реактивного действия пара на рабочие лопатки турбины

**Работа и относительный КПД ступени турбины.** При выходе из сопла пар с абсолютной скоростью  $c_1$  поступает в каналы рабочих лопаток. Поскольку рабочая лопатка изогнута, то струя пара, поступая на нее, изменяет свое направление. При этом создается окружное усилие, вращающее диск турбины.

Рассмотрим величину окружного усилия на рабочих лопатках турбины. Обозначим массовый секундный расход пара в одной ступени  $m$  (кг/с). Тогда количество движения, которым обладает пар, входящий в каналы рабочих лопаток за 1 с, будет равно  $mc_1$ , а которым обладает пар, выходящий из лопаток, –  $mc_2$ .

Так как импульс силы  $P$  за 1 с равен средней величине самой силы, то для рассматриваемого случая закон изменения количества движения можно выразить в виде векторного уравнения

$$P = m (c_1 - c_2). \quad (7.2)$$

Определим окружное усилие  $P$ , созданное 1 кг пара, поступившим за 1 с на рабочие лопатки. Для этого из треугольников скоростей (см. рисунок 7.2) найдем сумму проекций скоростей  $c_1$  и  $c_2$  на направление движения лопаток (совпадающее с направлением окружной скорости):

$$P = c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2. \quad (7.3)$$

Работа (Дж), произведенная 1 кг пара за 1 с на рабочей лопатке, вращающейся с окружной скоростью  $u$ , определится равенством

$$l = Pu. \quad (7.4)$$

Подставив в формулу (7.5) значение  $P$  из формулы (673), найдем значение секундной работы

$$l = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (7.5)$$

Секундная работа пара может быть также выражена через относительные скорости струи пара. Для этого следует воспользоваться соотношениями, вытекающими из треугольников скоростей (см. рисунок 7.2):

$$c_1 \cos \alpha_1 = w_1 \cos \beta_1 + u; \quad (7.6)$$

$$c_2 \cos \alpha_2 = w_2 \cos \beta_2 - u. \quad (7.7)$$

Подставив в равенство (7.5) выражения (7.6) и (7.7), получим

$$l = u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2). \quad (7.8)$$

Эта же секундная работа пара на лопатках ступени может быть представлена в виде разности кинетических энергий (Дж/кг):

$$l = c_1^2/2 - c_2^2/2, \quad (7.9)$$

где  $c_1^2/2$  – кинетическая энергия, которой обладает единица массы пара при входе на рабочие лопатки;  $c_2^2/2$  – неиспользованная в данной ступени кинетическая энергия отработавшего пара при выходе с рабочей лопатки, называемая выходной потерей.

В реальной турбине не все тепло, поступившее на рабочие лопатки, преобразуется в работу. Часть его неизбежно теряется на трение пара о стенки сопел и лопаток, завихрения и потери с выходной скоростью  $c_2$ . Степень совершенства рабочего процесса в действительной турбине характеризуется относительным КПД, который определяется отношением секундной работы  $l$ , произведенной 1 кг пара, к располагаемому теплоперепаду  $h_0$ :

$$\eta_0 = l/h_0. \quad (7.10)$$

Чем больше относительный КПД  $\eta_0$ , тем совершеннее работа турбины. Значение относительного КПД  $\eta_0$  для активной ступени определяется формулой Банки:

$$\eta_0 = 2\varphi^2(1+\psi)\left(\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)\frac{u}{c_1}. \quad (7.11)$$

Поскольку коэффициенты скорости  $\varphi$  и  $\psi$ , а также угол входа  $\alpha_1$  для данной турбины имеют постоянное значение, то из формулы (7.11) следует, что относительный КПД является функцией только отношения окружной скорости  $u$  к абсолютной  $c_1$ , т. е.

$$\eta_0 = f(u/c_1).$$

В идеальном случае, когда  $\varphi = \psi = 1$  в активной турбине при  $\alpha_1 = 0$  и при условии, что весь располагаемый теплоперепад  $h_0$  превращается в работу, т. е.  $\eta_0 = 1$ , отношение

$$u/c_1 = l/2.$$

В этом случае окружная скорость лопаток рабочего колеса равна половине абсолютной скорости  $c_1$  входа пара в каналы рабочих лопаток, т. е.  $u = 0,5 c_1$ .

### 7.3. Мощность и КПД паровой турбины

*Потери в турбине.* В паровой турбине, кроме рассмотренных потерь с выходной скоростью отработавшего пара, есть потери, которые уменьшают полезную работу. Эти потери делят на внутренние и внешние. Внутренние потери возникают в проточной части турбины и снижают используемый теплоперепад. К ним относят:

1) потери кинетической энергии в соплах и на рабочих лопатках турбины, вызванные трением о стенки, завихрение струи пара и удар. Однако в активных турбинах эта энергия превращается в тепло и в конце процесса несколько повышает энтальпию пара;

2) потери от утечки пара через внутренние зазоры между рабочими лопатками и корпусом турбины, между диафрагмой и валом в активных турбинах со ступенями давления и через радиальные зазоры в реактивных турбинах;

3) потери вследствие влажности пара, возникающие в последних ступенях конденсационных турбин. Частицы влаги имеют большую плотность, чем частицы сухого пара. Их относительная скорость направлена не по касательной к входной кромке лопаток, а ниже. Ударяясь о стенки лопаток, частицы жидкости тормозят вращение ротора и снижают работу, полученную лопатками.

К внешним потерям относят:

1) потери от утечки пара через концевые зазоры между корпусом турбины и выходящими из него концами рабочего вала. Поскольку корпус неподвижен, а вал вращается, то между валом и корпусом предусмотрен зазор, через который вытекает незначительная часть пара. Эти потери, очевидно, не влияют на энтальпию пара, а лишь несколько увеличивают его общий расход;

2) механические потери, которые состоят из затрат энергии на преодоление трения в опорных и упорных подшипниках турбины, в опорных подшипниках генератора (или другой машины, соединенной с валом турбины), на привод системы регулирования и т. п.

**Мощность турбины.** В паровых турбинах различают внутреннюю (индикаторную) мощность  $N_i$ , развиваемую лопатками турбины, и эффективную  $N_e$ , снимаемую с вала турбины. Если внутреннюю мощность сравнить с мощностью  $N_0$ , развиваемой идеальной турбиной, работающей без потерь, то всегда  $N_i < N_0$  на величину внутренних потерь. Эффективная мощность всегда меньше внутренней на величину мощности  $N_M$ , затраченной на механические потери:

$$N_e = N_i - N_M.$$

**Коэффициенты полезного действия турбины.** Внутренний относительный КПД учитывает внутренние потери турбины и определяется отношением

$$\eta_{0i} = N_i / N_0.$$

Относительный эффективный КПД  $\eta_{0e}$  учитывает механические потери и определяется отношением

$$N_e / N_{0e} = N_e / N_0.$$

Оба эти коэффициента называют относительными, потому что их величина определяется по отношению к идеальному двигателю.

Так как идеальный двигатель по второму закону термодинамики имеет термический КПД  $\eta_t < 1$ , то абсолютный КПД реальной машины будет меньше относительного:

$$\eta_{\text{абс}} = \eta_t \eta_{\text{отн}}.$$

Отбрасывая индекс «абсолютный», получим КПД для реальных двигателей:

$$\eta_i = \eta_{0i} \eta_t, \quad \eta_e = \eta_{0e} \eta_t.$$

Коэффициенты полезного действия определяют степень совершенства двигателя, дают возможность сравнивать различные двигатели между собой и совершенствовать их.



**Расход пара в турбине.** Экономичность паровой турбины характеризуется, с одной стороны, ее КПД, а с другой – расходом пара на единицу электроэнергии (удельным расходом пара).

Для определения удельного расхода пользуются электрической мощностью  $N_э$ , снимаемой с зажимов генератора. Удельный расход пара, отнесенный к единице вырабатываемой электрической мощности, равен

$$d_э = 3600 / (i_0 - i_2),$$

или

$$d_э = D / N_e = D / N_0 \eta_{0э},$$

где  $D$  – секундный расход пара, кг/с.

#### **7.4 Классификация паровых турбин**

По назначению турбины делят на чисто конденсационные с противодавлением, конденсационные с промежуточным отбором пара.

В чисто конденсационных турбинах пар расширяется до очень низких давлений (0,03–0,04 атм.). Однако общий КПД паросиловой установки весьма мал. Даже при высоких параметрах пара он едва достигает 35–38 %. Это объясняется большой потерей тепла, уходящего с отработавшим паром в конденсатор.

Турбины с противодавлением, не имеющие конденсатора, часто работают параллельно с конденсационными турбинами, которые обеспечивают недостающую часть электрической энергии в часы пиковых нагрузок.

Конденсационные турбины с промежуточным отбором пара позволяют поддерживать в заданных пределах постоянство суммы тепловой и электрической нагрузок. Это значит, что в зависимости от потребления тепла можно отбирать пар в нужном количестве. Если требуется выдать больше тепла (например, зимой), то отбирается больше пара и соответственно уменьшается выработка электрической энергии. Когда уменьшается потребность в тепле (летом, ночью и т. д.), то отбирается меньше пара и соответственно

вырабатывается больше электрической энергии. Отбираемая часть пара для выработки тепла имеет давление выше атмосферного.

Одна часть пара используется в производстве для технологических целей, а другая направляется в водоподогреватель (бойлер) для подогрева воды, предназначенной как для производственных целей, так и для отопления. Конденсат из водоподогревателя возвращается обратно в паровой котел. Конденсационные турбины с промежуточным отбором пара могут работать и как чисто конденсационные.

## 7.5 Конденсационные устройства

Основным аппаратом конденсационного устройства является конденсатор, в котором пар конденсируется охлаждающей водой. К вспомогательному оборудованию относятся циркуляционные насосы, прокачивающие охлаждающую воду; конденсатные насосы, забирающие из сборника конденсат и подающие его в систему регенерации турбины, а также эжекторы, отсасывающие воздух из конденсатора. Эжектор – пароструйный насос. Принцип работы пароструйного насоса основан на том, что струя пара, выбрасываемая в атмосферу, предварительно проходит специальную камеру, увлекает за собой воздух, находящийся в ней, создавая в камере разрежение. Конденсатор соединен с камерой трубопроводом, по которому из конденсатора откачивается воздух.

Существует два типа конденсаторов: смешивающие и поверхностные.

В смешивающих конденсаторах отработавший пар соприкасается с охлаждающей водой, из которой выделяется содержащийся в ней воздух. Это не позволяет создать глубокое разрежение в конденсаторе. Кроме того, конденсат не может использоваться в качестве питательной воды, поскольку он загрязнен солями охлаждающей воды.

В паротурбинных установках применяют конденсаторы поверхностного типа. На рисунке 7.4 приведена схема поверхностного конденсатора.

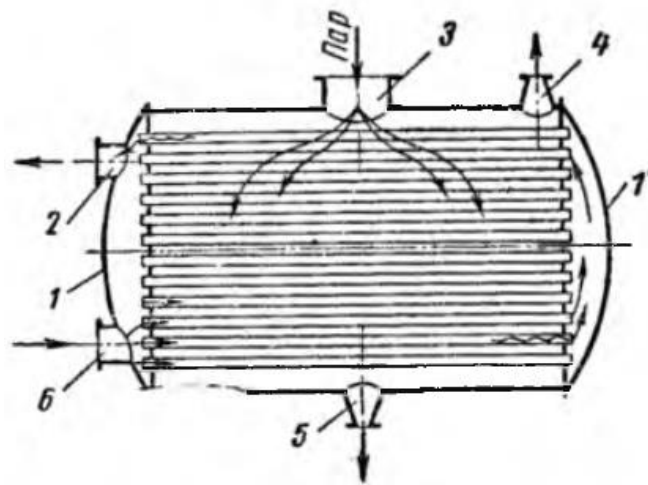


Рисунок 7.4 – Схема поверхностного конденсатора

Охлаждающая вода через патрубок 6 подводится в камеру 1, заполняет нижние трубки конденсатора и выходит из них во вторую камеру 1', откуда по верхним трубкам направляется к выходу через патрубок 2.

Отработавший пар входит в конденсатор через горловину 3. Соприкасаясь с холодной поверхностью трубок, пар конденсируется, а конденсат стекает в сборник через патрубок 5, откуда откачивается конденсатным насосом и подается в качестве питательной воды в паросиловую установку. Через патрубок 4 отсасываются воздух и пар, не перешедший в конденсат.

## 7.6. Газотурбинные установки

Газотурбинная установка представляет собой двигатель, предназначенный либо для выработки электроэнергии, либо для привода механизмов. В состав газотурбинной установки входят следующие основные элементы: камера сгорания топлива, компрессор, сжимающий воздух и направляющий его в камеру сгорания, газовая турбина и электрогенератор или агрегат, потребляющий выработанную энергию. Принцип работы газовой турбины аналогичен паровой. Однако рабочим телом здесь являются продукты сгорания топлива.

На рисунке 7.5 приведена принципиальная схема газотурбинной установки, работающей с подводом тепла при постоянном давлении. Воздушный компрессор К всасывает атмосферный воздух, сжимает его и нагнетает в камеру сгорания КС. Туда же насосом Н подается жидкое или газообразное топливо. При сгорании высококалорийного топлива в камере сгорания температура доходит до 2000 °С.

Современные жаропрочные стали и сплавы, из которых изготавливают газовую турбину, допускают температуру 700–900 °С. Для того чтобы понизить температуру продуктов сгорания с 2000 до 700–900 °С, их разбавляют большим количеством относительно холодного воздуха. Обычно коэффициент избытка воздуха для авиационных установок  $\alpha = 4–5$ , а для стационарных  $\alpha = 6–10$ . Если сжигать топливо при таком большом коэффициенте избытка воздуха, то горение будет протекать очень медленно и с большим механическим и химическим недожогом. Поэтому для обеспечения полного и правильного сжигания топлива весь воздух, подаваемый в камеру сгорания, делят на первичный и вторичный.

К ядру факела подводят первичный воздух с небольшим коэффициентом избытка. В этом же направлении подается газовое или мелкораспыленное жидкое топливо, где оно сгорает с выделением большого количества тепла. Вторичный воздух направляется в камеру сгорания таким образом, чтобы, охлаждая стенки камеры, он не соприкасался с факелом. Получая тепло от стенок камеры сгорания, вторичный воздух нагревается и в конце камеры смешивается с продуктами горения.

Полученная смесь газа с воздухом, имеющая температуру 700–900 °С, направляется в турбину Т. В сопловом аппарате потенциальная энергия рабочего газа преобразуется в кинетическую. Газ с большой скоростью поступает в каналы рабочих лопаток турбины, где его кинетическая энергия преобразуется в механическую работу, которая передается на вал генератора Г.

На рисунке 7.6 изображен цикл газотурбинной установки на  $p-v$ -диаграмме с подводом тепла при  $p = \text{const}$ . Он состоит из двух адиабат и двух изобар.

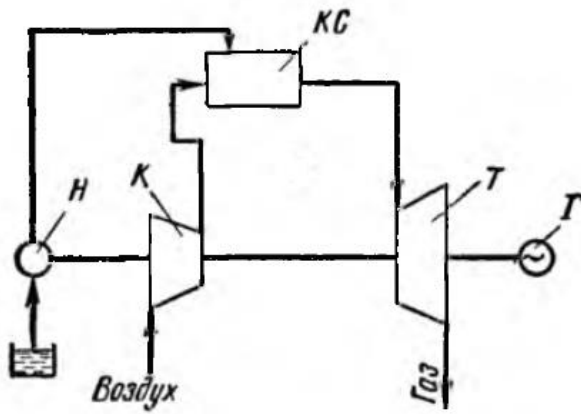


Рисунок 7.5 – Схема газотурбинной установки с подводом тепла при  $p = \text{const}$

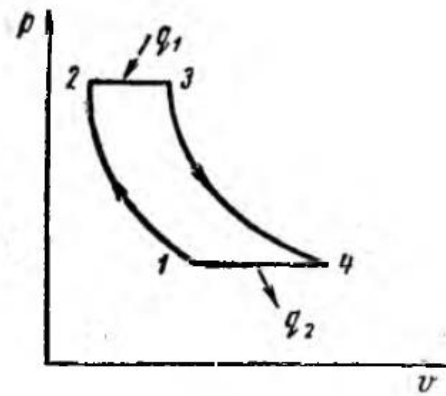


Рисунок 7.6 – Цикл газотурбинной установки

По линии 1-2 происходит адиабатное сжатие рабочего тела (воздуха) в компрессоре; по линии 2-3 осуществляется изобарный подвод тепла  $q_1$  к рабочему телу (сгорание топлива); линия 3-4 – адиабатное расширение рабочего тела (продуктов сгорания); линия 4-1 – изобарный отвод тепла  $q_2$  от рабочего тела (выхлоп отработавших газов).

В газовой турбине, в отличие от поршневого двигателя внутреннего сгорания, расширение рабочего тела не ограничено объемом цилиндра. Поэтому в цикле газовой турбины отвод тепла происходит не по изохоре, а по изобаре. При этом в идеальном цикле газовой турбины осуществляется полное расширение рабочего тела.

Термический КПД  $\eta_t$  цикла газовой турбины может быть выражен через степень сжатия воздуха в компрессоре:

$$\eta_t = 1 - 1/\left(\varepsilon^{k-1}\right),$$

где  $\varepsilon = v_1/v_2$  – степень сжатия;  $k$  – показатель адиабаты.

Можно также  $\eta_t$  выразить через степень повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi = p_2/p_1$ :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\frac{k-1}{\pi^k}}$$

Как видно из приведенных выражений для  $\eta_t$ , его величина зависит от степени сжатия в компрессоре, а также от показателя адиабаты.

Экономичность газовой турбины можно повысить, пользуясь способами регенерации тепла отработавших газов. Для применения регенерации приходится несколько усложнять схему газотурбинной установки, включая в нее регенератор.

Регенератор – это теплообменный аппарат трубчатого типа. По трубкам регенератора протекает воздух, вышедший из компрессора и предназначенный для подачи в камеру сгорания, а между трубками проходят отработавшие в турбине газы. Поскольку отработавшие газы имеют температуру намного выше температуры воздуха, вышедшего из компрессора, то воздух, отбирая от них тепло, нагревается и поступает в камеру сгорания, а охлажденные газы отводятся в атмосферу.

Газотурбинные установки по сравнению с паротурбинными имеют следующие преимущества:

- 1) отсутствие громоздкого котельного хозяйства;
- 2) отсутствие конденсационной установки;
- 3) быстрый запуск двигателя;
- 4) простота обслуживания и меньшие расходы по ремонту;
- 5) небольшие габариты и вес при высоких мощностях;
- 6) высокий термический КПД цикла.

Газотурбинные установки получили наибольшее применение в авиации, где они почти полностью вытеснили поршневые двигатели внутреннего сгорания. Кроме того, их применяют на железнодорожном и судовом транспорте, а также в промышленности в качестве двигателей для привода воздуходушных установок, центрифуг, центробежных компрессоров и т. д.

Газотурбинные установки используются и в энергетике, особенно в районах промысла естественного газа и нефти.

### **Контрольные вопросы**

1. Дайте определение паровой турбине.
2. Опишите принцип работы активной турбины.
3. Как определить относительную скорость на выходе из сопла?
4. Опишите принцип работы реактивной турбины.
5. Какие различают скорости пара в зависимости от вида движения?
6. Как определить эффективную мощность турбины?
7. Какие мощности различают в паровой турбине?
8. Как называется мощность развиваемая лопатками турбины?
9. Как определить мощность турбины?
10. Как определить коэффициент полезного действия турбины?
11. Как классифицируются турбины по назначению?
12. В чём заключается роль конденсационного устройства?
13. Что представляет собой газотурбинная установка?
14. В чём преимущества газотурбинных установок по сравнению с паротурбинными?
15. Как определить к.п.д. газотурбинной установок?

## Задачи для самостоятельного решения Топливо

**Задача 1.** Для определения теплоты сгорания топлива в калориметрической бомбе применяется кислород  $O_2$  из баллона объёмом  $V_1 = 0,006 \text{ м}^3$  при абсолютном давлении  $p_1 = 120 \text{ бар}$  и температуре  $T = 300 \text{ К}$ . Определить, на сколько зарядов хватит кислорода, если объём бомбы равен  $V_2 = 0,0004 \text{ м}^3$ , а абсолютное давление кислорода в бомбе  $p_2 = 22 \text{ бар}$  при  $T = 300 \text{ К}$ .

Ответ:  $\approx 67$  зарядов.

**Задача 2.** Определить низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива по заданному элементарному составу и действительное количество воздуха необходимое для его сгорания, если известны :

коэффициент избытка воздуха в камере сгорания	$\alpha = 1,4$
элементарный состав угля (Уральский бассейн)	$W^p = 17\%, A^p = 24,9\%$
$S_d^p = 0,6\%, C^p = 41,8\%, H^p = 3\%, N^p = 1\%, O^p = 11,1\%$	

## Термодинамика

**Задача 3.** Определить удельный объём и плотность воздуха, массой 32 кг, занимающего объём  $25 \text{ м}^3$ .

Ответ:  $\rho = 1,280 \text{ кг/м}^3$   
 $v = 0,781 \text{ м}^3/\text{кг}$

**Задача 4.** В баллоне объёмом  $V = 0,12 \text{ м}^3$  содержится воздух при абсолютном давлении 1 МПа и температуре  $50^\circ\text{C}$ . Температура газа в баллоне повысилась до  $150^\circ\text{C}$ . Определить конечное давление, количество подведённой теплоты и изменение удельной энтропии воздуха.

Ответ:  $p_2 = 1,31 \text{ МПа}$ ;  $Q = 94 \text{ кДж}$ ;  $\Delta s = 0,194 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

**Задача 5.** Воздух, массой 2 кг, при абсолютном давлении  $p = 2 \text{ бар}$  и начальной температуре  $T_1 = 288 \text{ К}$  расширяется изобарно до конечной температуры  $T_2 = 423 \text{ К}$ . Определить конечный объём воздуха, количество подведённой теплоты и работу расширения.

Ответ:  $V_2 = 1,213 \text{ м}^3$ ;  $Q = 273 \text{ кДж}$ ;  $L = 77,2 \text{ кДж}$ .



**Задача 6.** Воздух, массой 2 кг, при начальном абсолютном давлении 1 МПа и температуре 600 К расширяется по адиабате до конечного давления 0,1 МПа. Определить конечные объём и температуру, а также работу расширения. Принять  $k = 1,4$ .

Ответ:  $V_1 = 0,344 \text{ м}^3$  ;  $V_2 = 1,782 \text{ м}^3$  ;  $T_2 = 310 \text{ К}$ ;  $L = 414,5 \text{ кДж}$ .

**Задача 7.** Воздух, массой 12 кг, при абсолютном давлении 6 бар и температуре 300 К расширяется в изотермическом процессе, при этом его объём увеличивается в 4 раза. Определить начальные и конечные параметры воздуха, количество подведённой теплоты и работу изменения объёма.

Ответ:  $V_1 = 1,722 \text{ м}^3$  ;  $V_2 = 6,888 \text{ м}^3$  ;  $p_2 = 150 \text{ кПа}$ ;  $L = Q = 1432 \text{ кДж}$ .

**Задача 8.** Воздух, массой 3 кг, с начальными параметрами  $p_1 = 1 \text{ бар}$  и  $T_1 = 300 \text{ К}$  сжимается в политропном процессе до  $p_2 = 15 \text{ бар}$  и  $T_2 = 500 \text{ К}$ . Определить конечный объём, работу сжатия и количество отведённой теплоты. Показатель политропы равен 0,189

Ответ:  $V_1 = 2,583 \text{ м}^3$  ;  $V_2 = 0,373 \text{ м}^3$  ;  $L = 1293 \text{ кДж}$ ;  $Q = 310 \text{ кДж}$ .

**Задача 9.** Паровая машина расходует за один цикл 1 г топлива теплотворной способностью 15,3 МДж/кг. Объёмы равны  $V_1 = 0,2 \text{ дм}^3$  ,  $V_2 = 1,2 \text{ дм}^3$  ,  $V_3 = 2,4 \text{ дм}^3$  . Давление в холодильнике равно  $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ , а в котле –  $p_2 = 1 \text{ МПа}$ . Показатель адиабаты  $k = 1,4$ . Определить термический КПД паровой машины.

## Основы теплопередачи

**Задача 10.** Определить тепловой поток, проходящий через кирпичную стенку высотой 5 м, шириной 4 м и толщиной 250 мм, если температуры внутренней поверхности  $t'_{\text{ст}} = 27^\circ\text{С}$  и  $t''_{\text{ст}} = -23^\circ\text{С}$ . Коэффициент теплопроводности  $\lambda = 0,77 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .

Ответ:  $Q = 3080 \text{ Вт}$ .

**Задача 11.** Плоская стальная стенка ( $\lambda_1 = 50 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ,  $\delta_1 = 0,02 \text{ м}$ ) изолирована от тепловых потерь слоем асбеста ( $\lambda_2 = 0,15 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ,  $\delta_2 = 0,2 \text{ м}$ ) и слоем пробки ( $\lambda_3 = 0,045 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ,  $\delta_3 = 0,1 \text{ м}$ ). Определить толщину слоя пенобетона ( $\lambda = 0,08 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ), необходимую для замены асбеста и пробки, чтобы теплоизоляционные свойства стенки остались без изменений.

Ответ: 0,16 м.

**Задача 12.** Стальная труба ( $\lambda_1 = 50 \text{ Вт/(м·К)}$ ) внутренним диаметром  $d_1 = 200$  мм и наружным  $d_2 = 220$  мм покрыта двухслойной изоляцией. Толщина первого слоя изоляции 50 мм, а  $\lambda_2 = 0,2 \text{ Вт/(м·К)}$ . Толщина второго слоя изоляции 80 мм при  $\lambda_3 = 0,1 \text{ Вт/(м·К)}$ . Температура внутренней поверхности  $t'_{\text{с}} = 327^\circ\text{С}$ , а наружной  $t''_{\text{ст}} = 47^\circ\text{С}$ . Определить потери теплоты через изоляцию с 1 м длины трубопровода и температуры между слоями.

Ответ:  $q_1 = 297 \text{ Вт/м}$ ;  $t'_{\text{сл}} = 327^\circ\text{С}$ ;  $t''_{\text{сл}} = 238^\circ\text{С}$ .

**Задача 13.** Определить коэффициент теплоотдачи при течении воды в горизонтальной трубе диаметром  $d = 0,008$  м и длиной  $l = 6$  м, если скорость течения  $w = 0,1$  м/с, температура воды  $t_{\text{ж}} = 80^\circ\text{С}$ , температура стенки  $t_{\text{ст}} = 20^\circ\text{С}$ .

Ответ:  $\alpha = 696 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .

**Задача 14.** Для отопления гаража используют трубу, по которой протекает горячая вода. Рассчитать конвективный коэффициент теплоотдачи и конвективный тепловой поток от трубы к воздуху в гараже, если наружный диаметр и длина трубы соответственно равны  $d_n$  и  $l$ . Температура поверхности трубы  $t_c$ , при этом температура воздуха в гараже должна составлять  $t_v$ . Теплофизические свойства воздуха определить по табл. Приложения 2.

Исходные данные:  $d_n = 0,20$  м;  $l = 5$  м;  $t_c = 92^\circ\text{С}$ ;  $t_v = 16^\circ\text{С}$ .

Ответ:  $\alpha = 5,8 \text{ Вт/ м}^2 \cdot \text{К}$ ,  
 $Q = 1384,12 \text{ Вт/ м}^2 \cdot \text{К}$

**Задача 15.** Определить коэффициент теплоотдачи от пластины длиной  $l = 2$  м температурой  $T_{\text{ст}} = 353 \text{ К}$  к воздуху температурой  $T_{\text{ж}} = 293 \text{ К}$ , движущемуся со скоростью  $w = 4$  м/с.

Ответ:  $\alpha = 13,57 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .

**Задача 16.** Определить теплообмен излучением между двумя параллельными поверхностями с температурами  $T_1 = 800 \text{ К}$  и  $T_2 = 400 \text{ К}$  и коэффициентами излучения  $\epsilon_1 = 5,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$  и  $\epsilon_2 = 4,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$ .

Ответ:  $q = 14895 \text{ Вт/м}^2$

**Задача 17.** Стальная заготовка с начальной температурой  $27^\circ\text{С}$  помещена в печь, температура стенок которой  $927^\circ\text{С}$ . Определить величину плотности теплового потока, воспринимаемого заготовкой в начальный период времени за

счет лучистой энергии, если отношение площадей поверхностей заготовки и печи равно  $1/30$ , степени черноты заготовки и стенок печи соответственно равны  $0,7$  и  $0,85$ .

Ответ:  $q = 81\,628 \text{ Вт/м}^2$ .

## Заключение

Теплофизика, отрасль науки и техники, изучающая методы получения, преобразования, передачи и использования теплоты, а также принципы действия и конструктивные особенности тепловых машин и устройств. Изучение дисциплины начинается с главы «Топливо и методы расчёта горения топлива». Основными источником теплоты являются природное органическое топливо, ядерное топливо, а также геотермальные ресурсы, энергия солнечной радиации. В конце 20 в. разработаны технологии сжигания твёрдых бытовых и промышленных отходов с целью их уничтожения и одновременно получения теплоты. Для сжигания топлива используют топки, печи, паровые котлы, котлы-утилизаторы и др. Важнейшая характеристика топлива – удельная теплота сгорания; для сравнительных расчётов применяют понятие условного топлива.

В теплофизике различают два направления использования теплоты: теплота может непосредственно потребляться для технологических процессов (направленного изменения свойств тел – расплавления, затвердевания, изменения структуры); теплоэнергетика (теплота преобразуется в др. виды энергии – механическую или электрическую).

Теоретическими разделами теплофизики, в которых исследуются законы превращения, свойства, а также процессы распространения теплоты, являются техническая термодинамика и теория теплообмена. В теплотехнических устройствах теплота может передаваться лучистым теплообменом, конвективным теплообменом и теплопроводностью.

В методических указаниях рассмотрены: основные методы расчёта топлива, законы термодинамики, устройства и принципы работы тепловых агрегатов, процессы теплообмена и методы расчёта теплотерь.

При изучении материала необходимо особое внимание уделять практическому применению законов теплофизики в решении сложных задач.

Настоящие методические указания является теоретической базой для студентов всех направлений и уровней подготовки. Теория горения топлива, законы теплофизики, основные принципы работы тепловых агрегатов широко применяются в производственных процессах разных отраслей: при разработке месторождений полезных ископаемых, в энергетике, металлургии, авиации, космонавтике, на транспорте, строительстве, при проектировании систем теплоснабжения, при проведении аварийно-спасательных работ и т. д.

Для установления оптимальных параметров использования тепловой энергии, анализа экономичности рабочих процессов тепловых машин и установок, а также создания новых, наиболее совершенных устройств применя-

ют методы компьютерного моделирования и на основе разработанных моделей создают компьютерные программы для расчёта систем теплофикации, процессов и циклов теплоэнергетических установок, тепловых потерь с их наружной поверхности, оценки потребления тепловой энергии.

## Список основных принятых сокращений

- $A$  – Энергия Гельмгольца (изохорно-изотермический потенциал, свободная энергия);  
 $c$  – Удельный изохорно-изотермический потенциал, скорость звука;  
 $B$  – Расход топлива;  
 $b$  – Удельный расход топлива;  
 $C$  – Теплоемкость;  
 $C_x$  – Теплоемкость в термодинамическом процессе;  
 $c$  – Удельная теплоемкость, скорость света;  
 $c_v$  – Объемная теплоемкость;  
 $D$  – Расход пара, воды;  
 $E$  – Кинетическая и потенциальная энергия; эксергия;  
 $F$  – Сила;  
 $A, S$  – Площадь;  
 $G$  – Энергия Гиббса (изобарно-изотермический потенциал);  
 $g$  – Ускорение свободного падения, удельная энергия Гиббса;  
 $H, I$  – Энтальпия;  
 $i$  – Удельная энтальпия; постоянная Планка;  
 $k$  – Показатель адиабаты; постоянная Больцмана;  
 $L$  – Работа;  
 $L$  – Удельная работа;  
 $M$  – Молярная масса (масса одного моля);  
 $m$  – масса; кратность циркуляции;  
 $N$  – Мощность; число частиц;  
 $A$  – Постоянная Авагадро;  
 $n$  – Количество вещества (число молей), показатель политропы;  
 $G$  – Вес тела;  
 $P$  – Давление;  
 $Q$  – Теплота;  
 $q$  – Удельная теплота;  
 $Q_H$  – Низшая удельная теплота сгорания топлива;  
 $R$  – Удельная газовая постоянная;  
 $r$  – Теплота испарения (теплота парообразования);  
 $S$  – Энтропия;  
 $s$  – Удельная энтропия;  
 $T$  – Термодинамическая температура (абсолютная температура);  
 $t$  – Температура по шкале Цельсия;  
 $U$  – Внутренняя энергия;  
 $u$  – Удельная внутренняя энергия;  
 $V$  – Объем;  
 $v$  – Удельный объем;  
 $w, v$  – Скорость;

- $x$  – Молярная концентрация (молярная доля), степень сухости влажного пара;
- $\beta_t$  – изотермический коэффициент сжимаемости;
- $\eta_t$  – Термический коэффициент полезного действия цикла;
- $\eta_i$  – Внутренний коэффициент полезного действия цикла;
- $\eta_{\Gamma}$  – Коэффициент полезного действия генератора;
- $\eta_{\text{м}}$  – Механический коэффициент полезного действия;
- $\eta_{\text{э}}$  – Абсолютный коэффициент полезного действия турбогенераторной установки.

## Рекомендуемая литература

1. Арутюнов, В. А. Теплофизика и теплотехника : теплофизика : курс лекций / В. А. Арутюнов, С. А. Крупенников, Г. С. Сборщиков. - Москва : Изд. Дом МИСиС, 2010. - 228 с.
2. Кирилин В.А. Техническая термодинамика. М.: Изд. дом МЭИ, 2008. 496 с.
3. Смирнов М.В. Теоретические основы теплотехники. М.: Изд-во Ин-Фомо, 2010. – 310 с.
4. Старк С.Б. Основы гидравлики, насосы и воздуходувные машины. М.: Metallurgizdat, 1961. – 322 с.
5. Черняк О.В. Основы теплотехники и гидравлики. М.: Высшая школа, 1969. 311 с.
6. Апкарьян А.С., Кудяков А.И. Теплоизоляционные материалы. Пеностеклокерамика. Оптимизация теплофизических процессов. Томск: Изд-во Томск. гос. ун-та систем упр. и радиоэлектроники, 2013. 216 с.
7. Апкарьян А.С., Христюков В.Г. Организация производства гранулированной пеностеклокерамики ПСК-200 и автоматизация технологического процесса. Томск: Изд-во Томск. гос. ун-та систем упр. и радиоэлектроники, 2013. 174 с.
8. Трофимова Т.И. Курс общей физики: учеб. пособие для вузов. 18-е изд. М.: Академия, 2010. 557(3) с.
9. Гинзбург Л.Д., Зарипов М.З. Справочное пособие по технике безопасности. 2-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1990. 223(1) с.
10. Apkaryan Afanasy S., Kulkov Sergey N., Gomze Laszlo A. Foam Glass Ceramics as Composite Heat-Insulating Material. Építőanyag // Jurnal of Silikate Based and Composite Materials. 2014. No 2. P. 38–42 (Hungary, Budapest).
11. Правила пожарной безопасности для энергетических предприятий. СПб.: Деан, 2009. 144 с. ISBN 5-93630-710-2.
12. ГЭСНп-2001. Ч. 7. Теплоэнергетическое оборудование. М., 2009.
9. Апкарьян, А. С. Теплофизика: учеб. пособие / А. С. Апкарьян. – Томск: Томск. гос. ун-т систем упр. и радиоэлектроники, 2021. – 196 с.



## Приложения

### Приложение 1

#### Средние теплоёмкости для воздуха и газов (кДж/(м<sup>3</sup> град))

t, °C	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	Сухого воздуха	CO	H <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> S	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>
0	1,6204	1,3327	1,3076	1,4914	1,3009	1,3021	1,2777	1,5156	1,5558	1,7669
100	1,7200	1,3013	1,3193	1,5019	1,3051	1,3021	1,2896	1,5407	1,6539	2,1060
200	1,8079	1,3030	1,3369	1,5174	1,3097	1,3105	1,2979	1,5742	1,7669	2,3280
300	1,8808	1,3080	1,3583	1,5379	1,3181	1,3231	1,3021	1,6070	1,8925	2,5289
400	1,9436	1,3172	1,3796	1,5592	1,3302	1,3315	1,3021	1,6454	2,0223	2,7215
500	2,0453	1,3294	1,4005	1,5831	1,3440	1,3440	1,3063	1,6832	2,1437	2,8932
600	2,0592	1,3419	1,4152	1,6078	1,3583	1,3607	1,3105	1,7208	2,2693	3,0481
700	2,1077	1,3553	1,4370	1,6338	1,3725	1,3733	1,3147	1,7585	2,3824	3,1905
800	2,1517	1,3683	1,4529	1,6601	1,3821	1,3901	1,3189	1,7962	2,4954	3,3412
900	2,1915	1,3817	1,4663	1,6885	1,3993	1,4026	1,3230	1,8297	2,5959	3,4500
1000	2,2266	1,3938	1,4801	1,7133	1,4118	1,4152	1,3273	1,8632	2,6964	3,5673
1100	2,2593	1,4056	1,4935	1,7397	1,4236	1,4278	1,3356	1,8925	2,7843	
1200	2,2886	1,4065	1,5065	1,7657	1,4347	1,4403	1,3440	1,9218	2,8723	
1300	2,3158	1,4290	1,5123	1,7908	1,4453	1,4487	1,3524	1,9469		
1400	2,3405	1,4374	1,5220	1,8151	1,4550	1,4613	1,3608	1,9721		
1500	2,3636	1,4470	1,5312	1,8389	1,4642	1,4696	1,3691	1,9972		
1600	2,3849	1,4554	1,5400	1,8619	1,4730	1,4780	1,3775			
1700	2,4042	1,4625	1,5483	1,8841	1,4809	1,4864	1,3859			
1800	2,4246	1,4705	1,5559	1,9055	1,4889	1,4947	1,3942			
1900	2,4393	1,4780	1,5638	1,9252	1,5960	1,4890	1,3983			
2000	2,4552	1,4851	1,5714	1,9449	1,5031	1,5073	1,4067			
2100	2,4699	1,4914	1,5743	1,9633	1,5094	1,5115	1,4151			
2200	2,4837	1,4981	1,5851	1,9813	1,5174	1,5198	1,4235			
2300	2,4971	1,5031	1,5923	1,9984	1,5220	1,5241	1,4318			
2400	2,5097	1,5085	1,5990	2,0148	1,5274	1,5284	1,4360			
2500	2,5214	1,5144	1,6057	2,0307	1,5341	1,5366	1,4445			

Физические свойства сухого воздуха ( $B=760$  мм рт. ст.  $\approx$   
 $\approx 1,01 \cdot 10^5$  Па) [13]

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$c_p,$ кДж/ (кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·°C)	$a \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	$\text{Pr}$
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724