

**МИНОБРНАУКИ РОССИИ**  
**Государственное бюджетное образовательное учреждение**  
**высшего образования**  
**«Тульский государственный университет»**

**Политехнический институт**

**Кафедра «Автомобили и автомобильное хозяйство»**

**Методические указания к практическим**  
**и самостоятельным занятиям по дисциплинам:**

**Техническая термодинамика и теплотехника,**  
**Теплотехника,**  
**Транспортная энергетика**

**Направление подготовки: 19.03.01 – Биотехнология**  
**Профиль подготовки: Экобиотехнология**

**Направление подготовки: 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов**  
**Профиль подготовки: Автомобили и автомобильное хозяйство**

**Направление подготовки: 23.03.01 «Технология транспортных процессов»**

**Профили подготовки:**

Организация и безопасность дорожного движения;

Организация перевозок и управление на автомобильном транспорте

**Квалификация выпускника: бакалавр**

**Тула – 2021**

Методические указания составлены д.т.н. проф. М.Ю. Елагиным и обсуждены на заседании кафедры АиАХ.

Протокол № \_\_\_\_ от « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_ И.Е. Агуреев

Методические указания пересмотрены и утверждены на заседании кафедры АиАХ.

Протокол № \_\_\_\_ от « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_ И.Е. Агуреев

## Содержание

<b>1. Техническая термодинамика.....</b>	<b>4</b>
1.1. Основные понятия и определения технической термодинамики.	
Параметры состояния.....	4
1.2. Первый закон термодинамики.....	9
1.3. Процессы изменения состояния идеального газа.....	12
1.4. Смеси идеальных газов.....	17
1.5. Термодинамические параметры состояния водяного пара.	
Паровые процессы.....	20
1.6. Влажный воздух.....	27
<b>2. Теплообмен.....</b>	<b>30</b>
2.1. Стационарная теплопередача через плоскую и цилиндрическую стенки.....	30
2.2. Теплопроводность при нестационарном режиме.....	36
2.3. Конвективный теплообмен.....	42
2.4. Тепловое излучение.....	45
2.5. Теплообменные аппараты.....	48
<b>3. Тепловые машины.....</b>	<b>52</b>
3.1. Циклы паросиловых установок.....	52
3.2. Циклы тепловых двигателей с газообразным рабочим телом.....	53
3.3. Циклы компрессорных машин.....	56
3.4. Циклы газотурбинных установок.....	59
3.5. Циклы холодильных машин.....	61

# 1. Техническая термодинамика

**Введение.** Важная роль в решении задач модернизации производства РФ принадлежит энергетике, теплотехнике в теоретическую базу которой входят термодинамика, теория тепломассообмена и тепловые машины.

Термодинамика является теоретической основой ряда специальных дисциплин и играет определяющую роль при подготовке специалистов широкого профиля.

Для закрепления теоретических знаний, полученных на лекциях, в учебных программах предусмотрено проведение практических занятий и выполнение домашних заданий в рамках самостоятельной работы студента.

## 1.1. Основные понятия и определения технической термодинамики. Параметры состояния.

Величины, характеризующие состояние рабочего вещества (тела), называются **параметрами**.

К параметрам рабочих веществ (пар, газ) относятся: давление, температура, плотность или удельный объем.

**Давление.** В системе СИ за единицу давления принят  $1 \text{ Па} = 1 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ .

$1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$ ,  $1 \text{ гПа} = 10^2 \text{ Па}$ ,  $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$ ,  $1 \text{ мПа} = 10^{-3} \text{ Па}$ .

При измерении давлений высотой столба жидкости необходимо учитывать изменение плотности жидкости в приборе в зависимости от температуры. При отклонении температуры жидкости в приборе от  $0^\circ\text{C}$  на показание прибора следует вводить поправку. Для ртути эти поправки имеют следующие значения:

Таблица 1

Отклонение температуры ртутного столба от $0^\circ\text{C}$	$\pm 5$	$\pm 10$	$\pm 15$	$\pm 20$	$\pm 25$	$\pm 30$
Поправка в мм на 1000 мм рт. ст.	0,87	1,72	2,59	3,45	4,31	5,17

Так, например если ртутным барометром измерено атмосферное давление при температуре ртути  $t^\circ\text{C}$ , то

$$B_0 = B \left( 1 \pm \frac{x}{1000} \right),$$

где  $B_0$  – атмосферное давление при температуре ртути  $0^\circ\text{C}$ , мм рт. ст.;  $B$  – высота ртутного столбика в барометре при температуре ртути  $t^\circ\text{C}$ ,  $x$  – поправка, мм рт. ст.

Если поправка  $x$  неизвестна, то для подсчета  $B_0$  можно использовать формулу  $B_0 = B(1 - 0,172 \cdot 10^{-3} t)$ .

В тех случаях, когда температура столбика ртути не называется, ее следует считать приведенной уже к  $0^\circ\text{C}$ .

При удалении от поверхности земли атмосферное (барометрическое) давление понижается. В пределах тропосферы (до высоты 11000м) закон падения давления может быть описан формулой 
$$B_T = B_0' \left(1 - \frac{H}{44300}\right)^{5,256},$$

где  $B_T$  - барометрическое давление в тропосфере при температуре ртути  $0^\circ\text{C}$ , мм рт. ст.;  $B_0'$  - барометрическое давление на уровне моря при температуре ртути  $0^\circ\text{C}$ , мм рт. ст.;  $H$  – высота над уровнем моря, м.

За параметр состояния рабочего тела в термодинамике принимают абсолютное давление. Если абсолютное давление больше атмосферного, то оно определяется по показаниям барометра и манометра, т.е.  $p_{\text{абс}} = p_{\text{бар}} + p_{\text{ман}}$ . Если абсолютное давление меньше атмосферного, то оно определяется по показаниям барометра и вакуумметра, т.е.  $p_{\text{абс}} = p_{\text{бар}} - p_{\text{вак}}$ .

В настоящее время наряду с системой СИ используется система МКГСС, поэтому ниже приводится таблица соотношений между единицами измерения давления.

Таблица 2

Единица	Килограмм-сила на квадратный метр (кГ/м <sup>2</sup> )	Паскаль (Па)	Техническая атмосфера (ат)	Физическая атмосфера (атм)
1 кГ/м <sup>2</sup>	1	9,80665	$1 \cdot 10^{-4}$	$0,96783 \cdot 10^{-4}$
1 Па	0,101972	1	$0,101972 \cdot 10^{-4}$	$0,986923 \cdot 10^{-5}$
1 ат	$1 \cdot 10^4$	$9,80665 \cdot 10^4$	1	0,96784
1 атм	$1,03323 \cdot 10^4$	$1,01235 \cdot 10^5$	1,03323	1
1 бар	10197,2	$1 \cdot 10^5$	1,01972	0,98692
1 мм рт. ст.	13,595	133,322	$13,56 \cdot 10^{-4}$	$13,16 \cdot 10^{-4}$
1 мм вод. ст.	1	9,80665	$1 \cdot 10^{-4}$	$0,96784 \cdot 10^{-4}$

Продолжение таблицы 2

Единица	Бар	Миллиметр ртутного столба (мм рт. ст.)	Миллиметр водяного столба (мм вод. ст.)
1 кГ/м <sup>2</sup>	$9,80665 \cdot 10^{-5}$	$735,55 \cdot 10^{-4}$	1
1 Па	$1 \cdot 10^{-5}$	$750,06 \cdot 10^{-5}$	0,101972
1 ат	0,980665	735,55	$1 \cdot 10^4$
1 атм	1,01325	760	$1,03323 \cdot 10^4$
1 бар	1	750,06	10197,2
1 мм рт. ст.	0,001333	1	13,595
1 мм вод. ст.	$0,980665 \cdot 10^{-4}$	$735,55 \cdot 10^{-4}$	1

**Плотность.** В СИ плотность определяется по формуле  $\rho = \frac{m}{V}$ , кг/м<sup>3</sup>. С подъемом на высоту плотность атмосферного воздуха уменьшается. В пределах тропосферы закон понижения плотности имеет вид  $\rho_T = \rho_0 \left(1 - \frac{H}{44300}\right)^{4,256}$ ,

где  $\rho_T$  – плотность воздуха в тропосфере,  $\rho_0$  – плотность воздуха на уровне моря, кг/м<sup>3</sup>.

Удельный объем – величина обратная плотности  $v = \frac{1}{\rho} = \frac{V}{m}$ , м<sup>3</sup>/кг.

**Температура.** При измерении температуры используют термометрическую и термодинамическую температурные шкалы.

Термометрическая шкала ЦЕЛЬСИЯ построена следующим образом: выбраны две постоянные температуры (реперные точки) – таяния льда и кипения воды - при нормальном атмосферном давлении. Первая принята за начало отсчета 0°C, вторая – за 100°C. За один градус принята 1/100 часть этого температурного интервала. Температура по шкале Цельсия обозначается  $t^\circ\text{C}$ .

*Примечание. В температурной шкале, введенной Цельсием в 1742г., температура плавления льда была равна 100°C, а кипения воды 0°C. Современный вид шкале Цельсия придал Штремер, который в 1750г., поменял местами эти цифры и тем самым «перевернул» шкалу.*

Шкала имеет недостаток: показания термометра зависят от свойств термометрического вещества.

Термодинамическая шкала не имеет такого недостатка. Была предложена КЕЛЬВИНОМ. Градус Кельвина – равен 1/273,16 части интервала от абсолютного нуля температуры до температуры тройной точки воды. Температура по шкале Кельвина обозначается  $T$  К. Температуры связаны соотношением  $T \text{ К} = t^\circ\text{C} + 273,15$ . Причем  $1\text{К} = 1^\circ\text{C}$ .

В Англии, США и некоторых странах используется шкала Фаренгейта с точкой плавления льда, равной 32°F и точкой кипения воды 212°F. Для пересчета температуры, заданной в градусах Фаренгейта, в температуру по шкале Цельсия используют соотношение  $t^\circ\text{C} = \frac{5}{9}(t^\circ\text{F} - 32)$ . В этих же странах применяют и другую единицу измерения температуры – Ренкин (R) для которой принято  $1\text{R} = \frac{5}{9}\text{К}$ . Причем  $1^\circ\text{F} = 1\text{R} = 5/9\text{К}$ .

С подъемом на высоту температура атмосферного воздуха понижается. В пределах тропосферы закон понижения температуры имеет вид

$$T_T = T_0 - 0,0065H,$$

где  $T_T$  – температура воздуха в тропосфере, К;  $T_0$  – температура воздуха на уровне моря, К.

**Нормальные условия.** В термодинамике различают нормальные физические и нормальные технические условия.

Нормальные физические условия – условия, при которых рабочее вещество находится под давлением  $1,0133 \cdot 10^5$  Па (760 мм рт. ст.) и температуре 0°C.

Нормальные технические условия (используются реже) при давлении  $0,980665 \cdot 10^5$  Па (735,55 мм рт. ст.) и температуре  $15^\circ\text{C}$ .

### Задачи обучающие

1. В трубке манометра 1 (рис. 1.1), соединяющейся с окружающей средой, имеется столб воды высотой 50 мм (избыточное давление). Определить давление  $p$  в ресивере 2 и выразить его в (кПа), если разность уровней ртути в манометре составляет 120 мм, а барометрическое давление  $B=0,95$  атм.

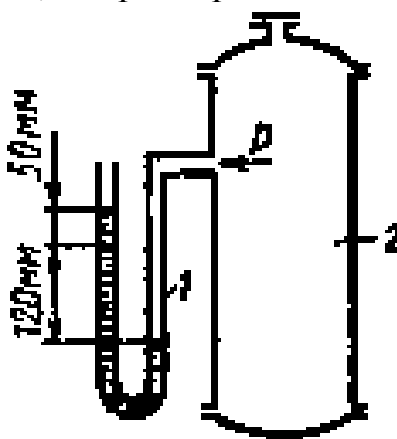


Рис. 1.1.

*Решение:* Выразим все заданные давления с помощью таблицы 2 в физических атмосферах.

$$p_{\text{вод}} = 50 \cdot 0,96783 \cdot 10^{-4} = 48,3915 \cdot 10^{-4} \text{ атм}, \quad p_{\text{рт}} = 120 \cdot 13,6 \cdot 10^{-4} = 1579,2 \cdot 10^{-4} \text{ атм}.$$

$$p = p_{\text{вод}} + p_{\text{рт}} + B = 48,3915 \cdot 10^{-4} + 1579,2 \cdot 10^{-4} + 0,95 = 1,11276 \text{ атм}.$$

Переведем полученное значение давления в кПа.

$$p = 1,11276 \cdot 1,01235 \cdot 10^5 / 10^3 = 112,65 \text{ кПа}.$$

Ответ:  $p=112,65$  кПа

2. Давление пара на входе в турбину 2 (рис.1.2) атомной электростанции (АЭС) по паспортным данным  $p_0=6,65$  МПа. Давление пара на выходе из реактора 1 измерено манометром, градуированным в технических атмосферах, и равно  $p_{\text{ман}}=68,6$  ат (избыточное давление) при показании барометра в помещении АЭС  $B=745$  мм рт. ст. Для обеспечения соблюдения паспортных данных турбины оценить максимально допустимую потерю давления  $\Delta p$  (МПа) в трубопроводе.

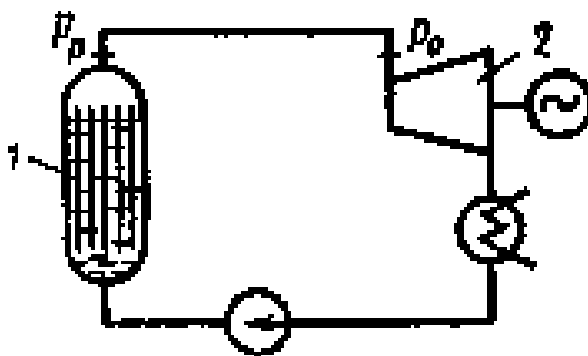


Рис. 1.2.

**Решение:** Определим в МПа абсолютное давление на выходе реактора, для чего воспользуемся данными таблицы 2

$$p_p = \left( p_{\text{изб}} + \frac{B}{735,55} \right) \cdot 0,0980665 = \left( 68,6 + \frac{745}{735,55} \right) \cdot 0,0980665 = 6,83 \text{ МПа},$$

Потеря давления будет равна  $\Delta p = p_p - p_0 = 6,83 - 6,65 = 0,18 \text{ МПа}$ .

Ответ:  $\Delta p = 0,18 \text{ МПа}$

### Контрольная задача

3. Из ресивера 1 (рис. 1.3) воздух поступает в коллектор двигателя 2. Разрежение в ресивере измеряется вакуумметром с наклонной трубкой. Угол наклона трубки к горизонтали  $\varphi = 30^\circ$ , вакуумметр заполнен водой. Определить давление  $p$  (Па) в ресивере, если показание вакуумметра  $p_{\text{вак}} = 350 \text{ мм вод. ст.}$  (разряжение), а давление окружающей среды  $B = 1000 \text{ гПа}$ .

Варианты исходных данных и результаты расчетов приведены в таблице

N	H	FI	Результаты расчета
			P
1	150.	20.	99496.9
2	150.	30.	99264.5
3	150.	40.	99054.5
4	150.	50.	98873.2
5	150.	60.	98726.1
6	250.	20.	99161.5
7	250.	30.	98774.2
8	250.	40.	98424.1
9	250.	50.	98122.0
10	250.	60.	97876.8
11	350.	20.	98826.1
12	350.	30.	98283.9
13	350.	40.	97793.8
14	350.	50.	97370.7
15	350.	60.	97027.6
16	450.	20.	98490.7
17	450.	30.	97793.6
18	450.	40.	97163.5
19	450.	50.	96619.5



20	450.	60.	96178.3
21	550.	20.	98155.3
22	550.	30.	97303.2
23	550.	40.	96533.1
24	550.	50.	95868.3
25	550.	60.	95329.0

*Решение:* Используя данные таблицы 2, определим давление в ресивере (Вариант № 12).

$$p = 100000 - 350 \cdot \sin 30^\circ \cdot 9,80665 = 98283,9 \text{ Па}$$

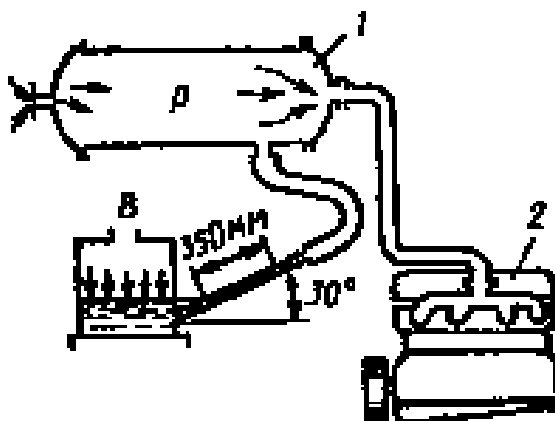


Рис. 1.3.

## 1.2. Первый закон термодинамики

### Задачи обучающие

4. Какую скорость  $v$  должна иметь свинцовая пуля, чтобы при ударе о стальную плиту она расплавилась? Температура пули  $t_0=27^\circ\text{C}$ , температура плавления  $t_1=327^\circ\text{C}$ , удельная теплота плавления свинца  $q=5$  кал/г, удельная теплоемкость свинца  $c=0,03$  кал/(г $\cdot^\circ\text{C}$ ).

*Решение:* Количество теплоты  $Q$ , которое необходимо подвести к пуле, чтобы она расплавилась, определим следующим образом

$$Q = Q_{\text{нагрева}} + Q_{\text{плавления}} = c \cdot m(t_1 - t_0) + q \cdot m.$$

Это количество теплоты выделяется при превращении кинетической энергии пули в тепловую в случае ее попадания в стальную плиту.

(1 кал=4,187 Дж). Таким образом:

$$W = \frac{mv^2}{2} = Q = c \cdot m(t_1 - t_0) + q \cdot m; \quad \text{откуда} \quad v = \sqrt{2[c(t_1 - t_0) + q]} = \\ = \sqrt{2[0,03(327 - 27) + 5] \cdot 4187} = 342,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

5. На диаграмме  $P, V$  изображенной на рис. 1, показаны различные обратимые процессы изменения состояния некоторой термодинамической системы. Известно, что когда система переходит из состояния 1 в состояние 2

по пути 132, то она получает  $Q_{132}=80$  Дж теплоты и при этом совершает работу  $L_{132}=30$  Дж.

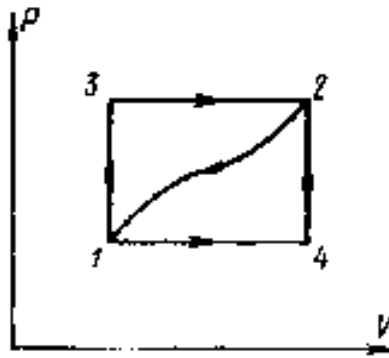


Рис. 1.

- 1) Какое количество теплоты  $Q_{142}$  получит система, переходя из состояния 1 в состояние 2 по пути 142, если известно, что при этом она совершает работу  $L_{142}=10$  Дж?
- 2) Система возвращается из состояния 2 в состояние 1 по пути 21. Совершенная при этом над системой внешняя работа равна  $L_{21}=20$  Дж. Какое количество теплоты  $Q'_{21}$  отдаст система в ходе этого процесса?
- 3) Найти количества теплоты  $Q_{14}$  и  $Q_{42}$ , поглощаемые системой в процессах 14 и 42, если разность внутренних энергий  $U_4 - U_1=40$  Дж<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Работу, производимую системой, и количество теплоты, получаемое ею, мы обозначаем через  $L$  и  $Q$  соответственно; работу же, производимую над системой, и количество теплоты, отдаваемое ею, - через  $L'$  и  $Q'$ . Если  $L$  и  $Q$  - величины отрицательные, то это означает, что в действительности работа производится над системой и последняя отдает теплоту. Если же отрицательны  $L'$  и  $Q'$ , то система производит положительную работу и ей сообщается положительная теплота.

*Решение:*

$$Q_{142} = Q_{132} - L_{132} + L_{142} = 60 \text{ Дж.}$$

$$Q'_{21} = Q_{132} - L_{132} + L'_{21} = 70 \text{ Дж.}$$

$$Q_{14} = U_4 - U_1 + L_{142} = 50 \text{ Дж.}$$

$$Q_{42} = Q_{142} - Q_{14} = 10 \text{ Дж.}$$

### Контрольная задача

6. 1 кг идеального газа с удельной объемной теплоемкостью  $c_v=2,5R$  три раза обратимо переводится из состояния 1 в состояние 2 в результате поочередного выполнения трех различных термодинамических процессов: 132, 142 и 12 (рис. 2.). Найти количества теплоты  $q_{132}$ ,  $q_{142}$ ,  $q_{12}$ , получаемые газом в ходе каждого из этих процессов. Найти удельную теплоемкость  $c_{12}$  газа для процесса 12. Все результаты выразить через газовую постоянную  $R$  и температуру  $T_1$  газа в состоянии 1.

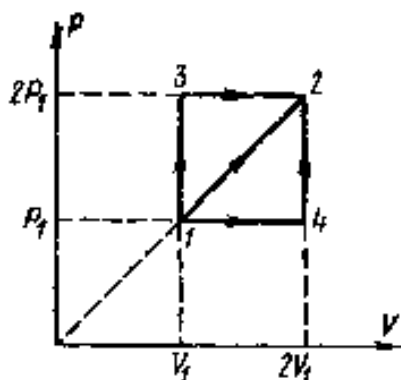


Рис. 2.

Варианты исходных данных и результаты расчетов приведены в таблице

N			Результаты расчета			
			Q132	Q142	Q12	C12
1	1.5	1.5	3.88	3.63	3.75	3.00
2	1.5	2.0	6.50	6.00	6.25	3.13
3	1.5	2.5	9.13	8.38	8.75	3.18
4	1.5	3.0	11.75	10.75	11.25	3.21
5	1.5	3.5	14.38	13.13	13.75	3.24
6	2.0	1.5	6.00	5.50	5.75	2.88
7	2.0	2.0	9.50	8.50	9.00	3.00
8	2.0	2.5	13.00	11.50	12.25	3.06
9	2.0	3.0	16.50	14.50	15.50	3.10
10	2.0	3.5	20.00	17.50	18.75	3.13
11	2.5	1.5	8.13	7.38	7.75	2.82
12	2.5	2.0	12.50	11.00	11.75	2.94
13	2.5	2.5	16.88	14.63	15.75	3.00
14	2.5	3.0	21.25	18.25	19.75	3.04
15	2.5	3.5	25.63	21.88	23.75	3.06
16	3.0	1.5	10.25	9.25	9.75	2.79
17	3.0	2.0	15.50	13.50	14.50	2.90
18	3.0	2.5	20.75	17.75	19.25	2.96
19	3.0	3.0	26.00	22.00	24.00	3.00
20	3.0	3.5	31.25	26.25	28.75	3.03
21	3.5	1.5	12.38	11.13	11.75	2.76
22	3.5	2.0	18.50	16.00	17.25	2.88
23	3.5	2.5	24.63	20.88	22.75	2.94
24	3.5	3.0	30.75	25.75	28.25	2.97
25	3.5	3.5	36.88	30.63	33.75	3.00

**Решение:** (Вариант № 7) Изменение внутренней энергии всех процессов будет одинаковым

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1) = 2,5R \left( \frac{p_2 v_2}{R} - \frac{p_1 v_1}{R} \right) = 2,5R \left( \frac{4p_1 v_1}{R} - \frac{p_1 v_1}{R} \right) = 7,5RT_1, \quad \text{т.к. } p_1 v_1 = RT_1.$$

Определение количества теплоты процессов 132, 142, 12.

Согласно первого закона термодинамики  $q = \Delta u + l$ . Поэтому:

$$q_{132} = \Delta u + l_{132} = 7,5RT_1 + p_2(v_2 - v_1) = 7,5RT_1 + 2p_1(2v_1 - v_1) = 9,5RT_1,$$

$$q_{142} = \Delta u + l_{142} = 7,5RT_1 + p_1(v_2 - v_1) = 7,5RT_1 + p_1(2v_1 - v_1) = 8,5RT_1,$$

$$q_{12} = \Delta u + l_{12} = 7,5RT_1 + 0,5(p_2 + p_1)(v_2 - v_1) = 7,5RT_1 + 1,5p_1(2v_1 - v_1) = 9RT_1.$$

Удельная теплоемкость  $c_{12}$  газа для процесса 12.

$$c_{12} = \frac{Q_{12}}{(T_2 - T_1)} = \frac{9RT_1}{\left(\frac{p_2 v_2}{R} - \frac{p_1 v_1}{R}\right)} = \frac{9RT_1}{3T_1} = 3R.$$

### 1.3. Процессы изменения состояния идеального газа

#### Занятие 1. Задачи обучающие

1. В теоретическом цикле четырехтактного ДВС теплота подводится к рабочему телу в процессе  $v = \text{const}$ . Каким должен быть объем камеры сгорания, чтобы в результате подвода к рабочему телу теплового потока 10 кВт давление оказалось равным 6,4 МПа. Давление и температура в конце сжатия 4,2 МПа и 297°С, рабочее тело имеет физические свойства воздуха. Частота вращения коленчатого вала 2000 об/мин.

*Решение:* Температура рабочего тела после подвода теплоты в процессе  $v = \text{const}$   $T_2 = T_1 p_2 / p_1 = 570 \cdot 6,4 / 4,2 = 868,6$  К, следовательно, массовый расход рабочего тела составляет  $M = Q_v / [c_v(T_2 - T_1)] = 10 / [0,718 (868,6 - 570)] = 0,047$  кг/с.

Минутный объемный расход рабочего тела при  $p_1$  и  $T$   $V_1 = 60 M R T_1 / p_1 = 60 \cdot 0,047 \cdot 0,287 \cdot 570 / (1000 \cdot 4,2) = 0,109$  м<sup>3</sup>/мин.

Так как один цикл четырехтактного двигателя осуществляется за два оборота коленчатого вала, то объем камеры сгорания двигателя  $V = 2V_1 / n = 2 \cdot 0,109 / 2000 = 0,109 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> (или м<sup>3</sup>/цикл).

2. Пусковой баллон ДВС заполняется продуктами сгорания так, что в конце заполнения они имеют давление 2,4 МПа при температуре 220 °С. Определить давление газа в баллоне, когда его температура сравняется с температурой окружающей среды, равной 15 °С, и выделенное количество теплоты, если вместимость баллона равна 100 л, теплоемкость продуктов сгорания  $c_v = 0,735$  кДж/(кг·К), показатель адиабаты 1,38.

*Решение:* Определим давление газа в баллоне при температуре окружающей среды. Так как процесс изохорный то  $p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} = 2,4 \frac{273 + 15}{273 + 220} = 1,4$  МПа.

Выделенное количество теплоты будет равно  $Q = c_v m (T_2 - T_1)$ , где неизвестна масса газа. Массу газа найдем с помощью уравнения состояния идеального газа  $m = \frac{p_1 V}{R T_1}$ , где неизвестна газовая постоянная. Однако из уравнения Майера, связывающего изобарную и изохорную теплоемкости  $c_p - c_v = R$  следует что

$R = (k - 1) \cdot c_v = 0,38 \cdot 0,735 = 0,2793 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ . Тогда  $m = \frac{p_1 V}{R T_1} = \frac{2,4 \cdot 10^6 \cdot 0,1}{279,3 \cdot (273 + 220)} = 1,743$  кг, а

выделенное количество теплоты в изохорном процессе будет равно  $Q = c_V m(T_2 - T_1) = 0,735 \cdot 1,743 \cdot (15 - 220) = -262,6 \text{ кДж}$ .

### Контрольная задача

3. В баллоне вместимостью 40 л избыточное давление воздуха должно иметь значение 12,43 МПа. Температура и давление в помещении, где установлен баллон, 18°C и 0,102 МПа. Какую массу воздуха следует выпустить из баллона для поддержания в нем заданного давления, если за счет солнечной радиации температура сжатого воздуха повысилась на 10 К? Определить также избыточное давление в баллоне (МПа), если при указанных условиях массу воздуха в нем не уменьшать.

Варианты исходных данных и результаты расчетов приведены в таблице

	DT	Результаты	
		G	P
1	5.0	.101	12.645
2	10.0	.199	12.861
3	15.0	.294	13.076
4	20.0	.386	13.291
5	25.0	.475	13.507
6	30.0	.561	13.722
7	35.0	.644	13.937
8	40.0	.725	14.153
9	45.0	.804	14.368
10	50.0	.880	14.583
11	55.0	.954	14.799
12	60.0	1.026	15.014
13	65.0	1.096	15.229
14	70.0	1.164	15.445
15	75.0	1.230	15.660
16	80.0	1.294	15.875
17	85.0	1.357	16.091
18	90.0	1.418	16.306
19	95.0	1.477	16.521
20	100.0	1.535	16.737
21	105.0	1.591	16.952
22	110.0	1.646	17.167
23	115.0	1.700	17.383
24	120.0	1.752	17.598
25	125.0	1.804	17.813

**Решение:** (Вариант № 2) Запишем уравнение состояния идеального газа для исходного и конечного (после нагрева) состояний:  $pV = m_1RT_1$  и  $pV = m_2RT_2$ , откуда выразим массу воздуха выпущенного из баллона при условии сохранения неизменным давления в нем.

$$\Delta m = m_1 - m_2 = \frac{pV}{R} \left( \frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) = \frac{(12,43 + 0,102) \cdot 10^6 \cdot 0,04}{287} \left( \frac{1}{273 + 18} - \frac{1}{273 + 18 + 10} \right) = 0,199 \text{ кг.}$$

Если массу воздуха не уменьшать, то избыточное давление в баллоне

(процесс изохорный) будет равно

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} = 12,532 \frac{301}{291} = 12,963 \text{ МПа}, \quad p_{2\text{изб}} = p_2 - p_{\text{помещения}} = 12,963 - 0,102 = 12,861 \text{ МПа}.$$

## Занятие 2. Задачи обучающие

4. Воздух расширяется в процессе  $p = 0,5 \text{ МПа} = \text{const}$ , при этом его объем изменяется от 0,35 до 1,8 м<sup>3</sup>. Температура в конце расширения равна 1500°C. Определить температуру воздуха в начале процесса расширения, подведенное количество теплоты, работу, совершённую в этом процессе, изменения внутренней энергии и энтальпии воздуха.

*Решение:* Температура воздуха в начале изобарного расширения

$$T_1 = T_2 V_1 / V_2 = 1773 \cdot 0,35 / 1,8 = 345 \text{ К}.$$

$$\text{Масса воздуха } m = p V_1 / (R T_1) = 500 \cdot 0,35 / (0,287 \cdot 345) = 1,77 \text{ кг}.$$

Подведенное количество теплоты

$$Q_p = m \cdot c_p (T_2 - T_1) = 1,77 \cdot 1,005 (1773 - 345) = 2540 \text{ кДж}.$$

$$\text{Совершенная работа } L = p (V_2 - V_1) = 500 (1,8 - 0,35) = 725 \text{ кДж}.$$

$$\text{Изменение внутренней энергии } \Delta U = m \cdot c_v (T_2 - T_1) = 1,77 \cdot 0,718 (1773 - 345) = 1815 \text{ кДж}. \quad \text{Изменение энтальпии } \Delta H = Q_p = 2540 \text{ кДж}.$$

5. В цилиндре ДВС к воздуху подводится количество теплоты 8120 кДж/кмоль при  $p = \text{const}$ . Определить расстояние поршня от верхней мертвой точки в конце этого процесса и удельную работу, совершенную воздухом, если объем камеры сжатия составляет 250 см<sup>3</sup>, диаметр цилиндра  $D = 80 \text{ мм}$ , начальная температура воздуха  $t_1 = 540 \text{ °C}$ .

*Решение:* Разделив заданное количество теплоты на молекулярную массу воздуха найдем удельное количество теплоты  $q = \frac{Q}{\mu} = \frac{8120}{28,96} = 280,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ . Это

количество теплоты в изобарном процессе можно определить также как

$$q = c_p (T_2 - T_1), \quad \text{откуда } T_2 = T_1 + \frac{q}{c_p} = (540 + 273) + \frac{280,4}{1,005} = 1092 \text{ К}. \quad \text{При этом конечный}$$

$$\text{объем равен } V_2 = V_1 \frac{T_2}{T_1} = 250 \frac{1092}{813} = 335,8 \text{ см}^3, \quad \text{а расстояние поршня от ВМТ будет}$$

$$\text{равно } x = \frac{4(V_2 - V_1)}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot (335,8 - 250)}{3,1415 \cdot 8^2} = 1,71 \text{ см}.$$

Работу процесса найдем согласно I – го закона термодинамики

$$l = q - \Delta u = q - c_v (T_2 - T_1) = 280,4 - 0,718 (1092 - 813) = 80,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

6. В камере сгорания при  $p = \text{const}$  сжигается топливо с удельной теплотой сгорания  $Q_H^T = 42000 \text{ кДж/кг}$ . Определить расход топлива  $G_T$ , если расход поступающего в камеру сгорания воздуха  $G_B = 40 \text{ кг/с}$ , температура воздуха и

энтальпия топлива на входе  $t_1 = 290 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $h_T = 200 \text{ кДж/кг}$ , температура газов на выходе  $t_2 = 650 \text{ }^\circ\text{C}$ . Считать, что физические свойства газов и воздуха одинаковы. Потерями теплоты пренебречь.

*Решение:* Запишем уравнение теплового баланса

$$Q_H^T \cdot G_T = G_T(c_p t_2 - h_T) + G_B c_p (t_2 - t_1), \text{ откуда}$$

$$G_T = \frac{G_B c_p (t_2 - t_1)}{Q_H^T - (c_p t_2 - h_T)} = \frac{40 \cdot 1,005 \cdot (650 - 290)}{42000 - (1,005 \cdot 650 - 200)} = 0,348 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

7. В цилиндре ДВС воздух, имеющий температуру  $t_1 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$  и давление  $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ , сжимается по адиабате, а затем при  $p = \text{const}$ ; к нему подводится количество теплоты  $150 \text{ кДж}$ . В конце изобарного процесса температура  $t_3 = 650 \text{ }^\circ\text{C}$ . Определить степень адиабатного сжатия  $\varepsilon = v_1/v_2$  давление  $p_2 = p_3$  и работу адиабатного сжатия. Каким будет максимальное давление, если при полученной степени сжатия то же количество теплоты подвести по изохоре?

*Решение:*  $c_p(T_3 - T_2) = q$ , откуда  $T_2 = T_3 - \frac{q}{c_p} = (650 + 273) - \frac{150}{1,005} = 774 \text{ К}$ . Давление в

конце сжатия  $p_2 = p_1 \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1 \left( \frac{774}{290} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 3,1 \text{ МПа}$ . Степень сжатия

$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^k$ , откуда  $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \left( \frac{3,1}{0,1} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 11,6$ . Работа адиабатного сжатия

$l = \frac{R}{1-k} (T_2 - T_1) = \frac{0,287}{1-1,4} (774 - 290) = -347,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ . Для случая изохорного подвода

теплоты при полученной степени сжатия  $T_3' = T_2 + \frac{q}{c_v} = 774 + \frac{150}{0,718} = 983 \text{ К}$ .

Максимальное давление в конце изохорного подвода теплоты

$$p_3' = p_2 \frac{T_3'}{T_2} = 3,1 \frac{983}{774} = 3,94 \text{ МПа}.$$

8. В цилиндре двигателя внутреннего сгорания типа 5Д-6 на одном из участков цикла продукты сгорания расширяются при постоянном давлении  $p_2 = p_3 = 64 \text{ бар}$  от объема  $V_2 = 39 \text{ см}^3$  до объема  $V_3 = 66 \text{ см}^3$ . Температура в конце этого процесса  $T_3 = 2220 \text{ К}$ . Считая, что физические свойства продуктов сгорания такие же, как у воздуха, определить температуру в начале процесса расширения, работу, совершенную на этом участке, и количество сгоревшего топлива, если его теплотворная способность  $Q_H^T = 42200 \text{ кДж/кг}$ , а также изменение удельной внутренней энергии и энтальпии продуктов сгорания.

*Решение:* Для изобарного процесса можно записать

$$\frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3}, \text{ откуда температура в начале расширения } T_2 = T_3 \frac{V_2}{V_3} = 2220 \frac{39}{66} = 1312 \text{ К}.$$

Работа на этом участке  $L = p_3(V_3 - V_2) = 64 \cdot 10^5 (66 - 39) \cdot 10^{-6} = 173 \text{ Дж}$ .

Изменение удельной внутренней энергии и энтальпии

$$\Delta u = c_v(T_3 - T_2) = 0,718(2220 - 1312) = 652 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad \Delta h = c_p(T_3 - T_2) = 1,005(2220 - 1312) = 918 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Количество сгоревшего топлива определим из уравнения теплового баланса  $m_T Q_H^T = m \cdot c_p(T_3 - T_2)$ . Массу рабочего тела  $m$  определим следующим образом.

В изобарном процессе  $\Delta h = q$ , тогда  $l = q - \Delta u = 918 - 652 = 266 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ . Тогда масса

рабочего тела в изобарном процессе будет равна  $m = \frac{L}{l} = \frac{173}{266 \cdot 10^3} = 0,65 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$ .

$$m_T = \frac{m \cdot c_p(T_3 - T_2)}{Q_H^T} = \frac{0,65 \cdot 10^{-3} \cdot 1,005(2220 - 1312)}{42200} = 14,1 \cdot 10^{-6} \text{ кг}.$$

### Контрольная задача

9. К концу хода сжатия объем рабочей смеси в цилиндре двигателя автомобиля «Волга» составляет  $109 \text{ см}^3$ , температура  $645 \text{ К}$ , давление  $13 \text{ бар}$ . Определить теоретическую температуру и давление (бар) после сгорания смеси, считая, что горение происходит мгновенно, а физические свойства смеси такие же, как у воздуха. Количество сгорающего топлива  $19 \text{ мг}$ , его теплотворная способность  $43800 \text{ кДж/кг}$ .

Варианты исходных данных и результаты расчетов приведены в таблице

		Результаты	
	MT	T	P
1	.100E-04	1433.	28.9
2	.110E-04	1512.	30.5
3	.120E-04	1591.	32.1
4	.130E-04	1670.	33.7
5	.140E-04	1748.	35.2
6	.150E-04	1827.	36.8
7	.160E-04	1906.	38.4
8	.170E-04	1985.	40.0
9	.180E-04	2064.	41.6
10	.190E-04	2142.	43.2
11	.200E-04	2221.	44.8
12	.210E-04	2300.	46.4
13	.220E-04	2379.	47.9
14	.230E-04	2458.	49.5
15	.240E-04	2537.	51.1
16	.250E-04	2615.	52.7
17	.260E-04	2694.	54.3
18	.270E-04	2773.	55.9
19	.280E-04	2852.	57.5
20	.290E-04	2931.	59.1
21	.300E-04	3009.	60.7
22	.310E-04	3088.	62.2
23	.320E-04	3167.	63.8
24	.330E-04	3246.	65.4
25	.340E-04	3325.	67.0



*Решение:* (Вариант №10) Масса топливовоздушной смеси в цилиндре согласно уравнения состояния идеального газа

$$m_{TB} = \frac{p_2 V}{RT_2} = \frac{1,3 \cdot 10^6 \cdot 109 \cdot 10^{-6}}{287 \cdot 645} = 0,0007655 \text{ кг.}$$

Так как процесс сгорания мгновенный (изохорный), то уравнение I-закона термодинамики можно записать в виде:  $m_{TB} c_v (T_3 - T_2) = m_T Q_H^p$ ,

где  $c_v$  - удельная изохорная теплоемкость воздуха,  $Q_H^p$  - теплотворная способность топлива.

Теоретическая температура в конце сгорания

$$T_3 = T_2 + \frac{m_T}{m_{TB}} \cdot \frac{Q_H^p}{c_v} = 645 + \frac{19 \cdot 10^{-6}}{765,5 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{43800 \cdot 10^3}{726} = 645 + 1523 = 2142 \text{ К.}$$

Давление в конце сгорания

$$p_3 = T_3 \frac{p_2}{T_2} = 2142 \frac{13}{645} = 43,2 \text{ бар.}$$

## 1.4. Смеси идеальных газов

### Задачи обучающие

1. Газовая смесь имеет массовый состав:

$g_{O_2} = 25,4\%$ ,  $g_{N_2} = 57,1\%$ ,  $g_{CO_2} = 17,5\%$ . Определить объемный состав смеси, ее удельную газовую постоянную, молекулярную массу и парциальные давления компонентов, если давление смеси  $p_{CM} = 1,2 \text{ МПа}$ .

*Решение:* Молекулярные массы компонентов:

$$\mu_{O_2} = 32 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}, \mu_{N_2} = 28 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}, \mu_{CO_2} = 44 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}.$$

Молекулярная масса смеси:

$$\mu_{CM} = \frac{1}{\sum_i g_i / \mu_i} = \frac{1}{0,254/32 + 0,571/28 + 0,175/44} = 30,96 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}.$$

Газовая постоянная смеси  $R_{CM} = 8314 / \mu_{CM} = 8314 / 30,96 = 268,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$

Объемные доли компонентов:  $r_i = g_i \frac{\mu_{CM}}{\mu_i}.$

$$r_{O_2} = 25,4 \frac{30,96}{32} = 24,6\%,$$

$$r_{N_2} = 57,1 \frac{30,96}{28} = 63,1\%,$$

$$r_{CO_2} = 17,5 \frac{30,96}{44} = 12,3\%.$$

Парциальные давления:  $p_i = p_{CM} \cdot r_i$ .

$$p_{O_2} = 1,2 \cdot 0,246 = 295 \text{кПа},$$

$$p_{N_2} = 1,2 \cdot 0,631 = 757 \text{кПа},$$

$$p_{CO_2} = 1,2 \cdot 0,123 = 148 \text{кПа}.$$

Задание состава смеси	Массовыми долями	Объемными долями
Перевод из одного состава в другой	$r_i = \frac{g_i}{\mu_i} \bigg/ \sum_i^n \frac{g_i}{\mu_i}$	$g_i = r_i \mu_i \bigg/ \sum_i r_i \mu_i$
Удельный объем	$v_{CM} = \sum_i^n g_i v_i$	$v_{CM} = \frac{1}{\sum_i^n \frac{r_i}{v_i}}$
Молекулярная масса	$\mu_{CM} = \frac{1}{\sum_i^n \frac{g_i}{\mu_i}}$	$\mu_{CM} = \sum_i^n r_i \mu_i$
Газовая постоянная	$R_{CM} = \sum_i^n g_i R_i$	$R_{CM} = \frac{8314}{\sum_i^n r_i \mu_i}$
Парциальное давление	$p_i = g_i \cdot p_{CM} \cdot \frac{R_i}{R_{CM}}$	$p_i = r_i \cdot p_{CM}$

2. Анализ состава продуктов сгорания топлива показал их следующий объемный состав:  $r_{CO_2} = 11,6\%$ ,  $r_{O_2} = 5,3\%$ ,  $r_{CO} = 0,57\%$ ,  $r_{SO_2} = 0,15\%$ ,  $r_{N_2} = 82,38\%$ .

Определить массовые доли компонентов смеси.

*Решение:* Молекулярные массы компонентов:

$$\mu_{CO_2} = 44 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}, \mu_{O_2} = 32 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}, \mu_{CO} = 28 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}, \mu_{SO_2} = 64 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}, \mu_{N_2} = 28 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}.$$

Определим молекулярную массу смеси:  $\mu_{CM} = \sum_i^n \mu_i r_i$ .

$$\mu_{CM} = 44 \cdot 0,116 + 32 \cdot 0,053 + 28 \cdot 0,0057 + 64 \cdot 0,0015 + 28 \cdot 0,8238 = 30,122 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}.$$

Массовые доли компонентов:  $g_i = r_i \frac{\mu_i}{\mu_{CM}}$ .

$$g_{\text{CO}_2} = 11,6 \frac{44}{30,122} = 16,94\%, \quad g_{\text{O}_2} = 5,3 \frac{32}{30,122} = 5,63\%,$$

$$g_{\text{CO}} = 0,57 \frac{28}{30,122} = 0,53\%, \quad g_{\text{SO}_2} = 0,15 \frac{64}{30,122} = 0,32\%, \quad g_{\text{N}_2} = 82,38 \frac{28}{30,122} = 76,58\%.$$

### Контрольная задача

3. По трубопроводу диаметром 1,14 м со скоростью  $V=12$  м/с протекает газовая смесь, массовый состав которой:  $g_{\text{O}_2} = 27\%$ ,  $g_{\text{N}_2} = 31\%$ ,  $g_{\text{CH}_4} = 42\%$ .

Давление смеси 1,2 МПа, температура  $25^\circ\text{C}$ . Определить массовый расход смеси (кг/с).

$$\mu_{\text{CH}_4} = 16 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}.$$

Варианты исходных данных и результаты расчетов приведены в таблице

	Расход			
	GO2	GN2	GCH4	G
1	38.0	42.0	20.0	150.66
2	37.0	41.0	22.0	148.47
3	36.0	40.0	24.0	146.35
4	35.0	39.0	26.0	144.28
5	34.0	38.0	28.0	142.27
6	33.0	37.0	30.0	140.32
7	32.0	36.0	32.0	138.42
8	31.0	35.0	34.0	136.57
9	30.0	34.0	36.0	134.77
10	29.0	33.0	38.0	133.02
11	28.0	32.0	40.0	131.31
12	27.0	31.0	42.0	129.64
13	26.0	30.0	44.0	128.02
14	25.0	29.0	46.0	126.44
15	24.0	28.0	48.0	124.89
16	23.0	27.0	50.0	123.38
17	22.0	26.0	52.0	121.91
18	21.0	25.0	54.0	120.47
19	20.0	24.0	56.0	119.07
20	19.0	23.0	58.0	117.70
21	18.0	22.0	60.0	116.36
22	17.0	21.0	62.0	115.05
23	16.0	20.0	64.0	113.77
24	15.0	19.0	66.0	112.52
25	14.0	18.0	68.0	111.29

*Решение:* (Вариант 12) Молекулярная масса смеси

$$\mu_{\text{см}} = \frac{1}{\frac{0,27}{32} + \frac{0,31}{28} + \frac{0,42}{16}} = 21,85 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}.$$

$$\text{Газовая постоянная смеси } R_{\text{см}} = 8314 / 21,85 = 380,44 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

$$\text{Плотность смеси } \rho_{\text{см}} = \frac{p}{R_{\text{см}} T} = \frac{1200000}{380,44 \cdot 298} = 10,585 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

$$\text{Массовый расход } G = \rho_{\text{см}} \cdot V \cdot S = 10,585 \cdot 12 \cdot \frac{\pi \cdot 1,14^2}{4} = 129,64 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

### 1.5. Термодинамические параметры состояния водяного пара. Паровые процессы.

1. Сухой насыщенный пар имеет давление 10,2 МПа. Определить все остальные параметры пара.

*Решение:* По таблицам [1 – Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. М., 1975] находим:

$$t_H = 312,42 \text{ }^\circ\text{C}; \quad s'' = 5,6019 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); \quad v'' = 0,01756 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad \rho'' = 59,648 \text{ кг}/\text{м}^3; \quad h'' = 2720,8 \text{ кДж}/\text{кг}; \quad r = 1303,5 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$$u'' = h'' - p v'' = 2720,8 - 10,2 \cdot 10^3 \cdot 0,01756 = 929,68 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

2. Определить состояние водяного пара, если температура его 300 °С, а давление 6,0 МПа.

*Решение:* Используя h-s диаграмму водяного пара, находим точку с заданными параметрами. Так как она находится выше пограничной кривой, то пар перегретый.

3. Определить состояние водяного пара, если его давление 4,5 МПа, а удельный объем 0,0707 м³/кг.

*Решение:* Используя h-s диаграмму водяного пара, находим точку с заданными параметрами. Так как она находится выше пограничной кривой, то пар перегретый.

4. Состояние водяного пара характеризуется давлением 9 МПа и влажностью 20 %. Найти удельный объем, внутреннюю энергию, энтропию и энтальпию пара.

$$\text{Решение: При } p = 9 \text{ МПа } v' = 0,0014179 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$v'' = 0,02046 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad h' = 1364,2 \text{ кДж}/\text{кг}; \quad h'' = 2741,8 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$$s' = 3,2875 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); \quad s'' = 5,6773 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); \quad r = 1377,6 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$$v_x = v' + x (v'' - v') = 0,0014179 + 0,8(0,02046 - 0,0014179) = 0,016645 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$h_x = h' + x (h'' - h') = h' + x r = 1364,2 + 0,8 \cdot 1377,6 = 2466,3 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$$u_x = h_x - p v_x = 2466,3 - 9 \cdot 10^3 \cdot 0,016645 = 2317,0 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

5. Вода нагрета до 150,95 °С (при давлении 1,2 МПа). На сколько градусов необходимо еще нагреть воду, чтобы началось кипение?

*Решение:* По таблицам [1 – Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. М., 1975] находим температуру насыщения  $t_s = 187,95^\circ\text{C}$ . Таким образом воду необходимо нагреть на  $187,95 - 150,95 = 37^\circ\text{C}$ .

6. Определить состояние водяного пара, если его температура

263,37 °С, а давление 2,0 МПа.

*Решение:* При давлении 2,0 МПа температура насыщения пара 212,37 °С, следовательно, пар перегрет; перегрев составляет 263,37 °С - 212,37 °С = 51 °С.

7. Определить состояние водяного пара, если его давление 7,5 МПа, а удельный объем 0,019 м<sup>3</sup>/кг.

*Решение:* При давлении 7,5 МПа удельный объем сухого насыщенного пара  $v'' = 0,02532$  м<sup>3</sup>/кг, а удельный объем насыщенной жидкости  $v' = 0,0013673$  м<sup>3</sup>/кг. Так как  $v > v'$ , то пар будет влажным, а его степень сухости равна

$$x = \frac{v - v'}{v'' - v'} = \frac{0,019 - 0,0013673}{0,02532 - 0,0013673} = 0,74.$$

8. В верхней половине барабана парового котла находится сухой насыщенный пар, а в нижней - вода в состоянии насыщения. Во сколько раз масса воды больше массы пара, если давление пара в барабане  $p = 11,5$  МПа?

*Решение:* Из таблиц [1] следует, что удельные объемы воды и водяного пара при  $p = 11,5$  МПа соответственно равны 0,001508 м<sup>3</sup>/кг и 0,01512 м<sup>3</sup>/кг. Тогда отношение масс можно найти через отношение удельных объемов  $\frac{0,01512}{0,001508} = 10$ .

9. Состояние водяного пара определяется давлением 14 МПа и температурой 813 К. Найти значения остальных параметров состояния по таблицам [1].

*Решение:* Температура насыщения при  $p = 14$  МПа равна 336,63 °С. Таким образом пар будет перегретым. Из таблиц перегретого пара по температуре 813-273=540 °С находим:  $v = 0,02430$  м<sup>3</sup>/кг;  $h = 3432,5$  кДж/кг;  $s = 6,5304$  кДж/(кг·К).

10. Внутри трубы под давлением 11 МПа происходит парообразование за счет теплового потока  $Q = 75$  кВт, подводимого от внешних источников. Вода в трубу поступает при температуре насыщения; расход 0,5 кг/с. Определить плотность пароводяной смеси на выходе из трубы.

*Решение:* Теплота парообразования при  $p = 11$  МПа равна 1254,2 кДж/кг.

Количество образующегося пара  $M = Q/r = 75/1254,2 = 0,0598$  кг/с.

Степень сухости пара на выходе  $x = 0,0598/0,5 = 0,1196$ .

Удельный объем смеси

$$v_x = xv'' + (1-x)v' = 0,1196 \cdot 0,01597 + (1 - 0,1196) \cdot 0,01489 \cdot 10^{-2} = 0,3221 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Плотность пароводяной смеси на выходе из трубы  $\rho_x = 1/v_x = 1/(0,3221 \cdot 10^{-2}) = 310,6$  кг/м<sup>3</sup>.

11. Пользуясь  $h$ - $s$  диаграммой, определить параметры состояния водяного пара, если:

а) температура пара 100 °С, а удельный объем 1,4 м<sup>3</sup>/кг;

б) давление пара 0,2 МПа, а температура 250 °С;

- в) температура пара  $170^{\circ}\text{C}$ ;
- г) энтальпия пара составляет  $2410 \text{ кДж/кг}$ , а давление  $0,02 \text{ МПа}$ ;
- д) энтропия пара равна  $8 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ , его температура  $430^{\circ}\text{C}$ .

*Решение:* а) пар влажный:  $x=0,85$ ;

б) пар перегретый:  $v=1,2 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;

в) пар сухой насыщенный:  $p=0,8 \text{ МПа}$ ,  $v=0,24 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

г) пар влажный:  $x=0,92$ ,  $v=7 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $t=60^{\circ}\text{C}$ .

д) пар перегретый:  $p=0,4 \text{ МПа}$ ,  $v=0,8 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

12. Перегретый пар массой  $2 \text{ кг}$  занимает объем  $1,0 \text{ м}^3$ . Пользуясь  $h$ - $s$  диаграммой, найти давление пара, если его температура равна  $490^{\circ}\text{C}$ .

*Решение:* Определим удельный объем пара  $v=V/m=1,0/2=0,5 \text{ м}^3/\text{кг}$ . При этом удельном объеме и заданной температуре  $p=0,7 \text{ МПа}$ .

13. Сухой насыщенный пар массой  $16 \text{ кг}$  занимает объем, равный  $4 \text{ м}^3$ . Найти температуру и давление насыщения.

*Решение:* Определим удельный объем пара  $v=V/m=4/16=0,25 \text{ м}^3/\text{кг}$ . При этом удельном объеме температура и давление насыщения соответственно будут равны  $t=170^{\circ}\text{C}$ ,  $p=0,8 \text{ МПа}$ .

14. Определить теплоту, необходимую для перегрева  $1 \text{ кг}$  пара в пароперегревателе котла, если давление в нем постоянно и равно  $14 \text{ МПа}$ , а температура перегрева  $540^{\circ}\text{C}$ .

*Решение:* Процесс перегрева изобарный. При заданных параметрах пара в пароперегревателе удельная энтальпия пара как следует из  $h$ - $s$  диаграммы равна  $h=3430 \text{ кДж/кг}$ . При давлении  $14 \text{ МПа}$  удельная энтальпия сухого насыщенного пара, как следует из таблиц [1] равна  $h''=2638 \text{ кДж/кг}$ . Теплота для перегрева  $Q=\Delta H=1\cdot(3430-2638)=792 \text{ кДж}$ .

15. Решить предыдущую задачу для случая, когда на входе в пароперегреватель влажность пара составляет  $3\%$ .

*Решение:* Процесс перегрева изобарный. При заданных параметрах пара в пароперегревателе удельная энтальпия пара как следует из  $h$ - $s$  диаграммы равна  $h=3430 \text{ кДж/кг}$ . При давлении  $14 \text{ МПа}$  и влажности  $3\%$  (степень сухости будет равна  $1-0,03=0,97$ ) удельная энтальпия влажного насыщенного пара определится как  $h=h'+x(h''-h')$ . Как следует из таблиц [1] удельная энтальпия сухого насыщенного пара равна  $h''=2638 \text{ кДж/кг}$ , а удельная энтальпия насыщенной жидкости равна  $h'=1570,8 \text{ кДж/кг}$ . Тогда  $h=1570,8+0,97(2638-1570,8)=2606 \text{ кДж/кг}$ , а  $Q=\Delta H=1\cdot(3430-2606)=824 \text{ кДж}$ .

16. Сухой насыщенный пар объемом  $V=1,5 \text{ м}^3$  при давлении в  $1 \text{ МПа}$  подогревается так, что давление в конце процесса увеличивается вдвое при неизменном объеме. Найти количество теплоты, затраченное на нагревание.

*Решение:* Как следует из  $h$ - $s$  диаграммы при давлении 1 МПа удельный объем сухого насыщенного пара равен  $v=0,2 \text{ м}^3/\text{кг}$ , а удельная энтальпия  $h_1=2775 \text{ кДж/кг}$ . В изохорном процессе подвода теплоты до давления 2 МПа удельная энтальпия увеличится до значения  $h_2=3700 \text{ кДж/кг}$ . Количество теплоты  $Q=m \cdot \Delta u = m(u_2 - u_1) = m[(h_2 - p_2 v) - (h_1 - p_1 v)] = 7,5[(3700 - 2000 \cdot 0,2) - (2775 - 1000 \cdot 0,2)] = 7,5 \cdot (3300 - 2575) = 5437,5 \text{ кДж}$ . Где  $m = V/v = 1,5/0,2 = 7,5 \text{ кг}$ .

17. Найти теплоту парообразования, если давление  $p=5 \text{ МПа}$ .

*Решение:* На  $h$ - $s$  диаграмме водяного пара (рис. 5.1) находится изобара, соответствующая заданному давлению. При любой степени сухости, не равной единице, берется точка 1. Точка 2 будет лежать на пересечении заданной изобары с верхней пограничной кривой. Тогда:

$$q = h_2 - h_1 = r(1 - x);$$

$$r = (h_2 - h_1) / (1 - x) = (2794 - 2320) / (1 - 0,71) = 1638 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

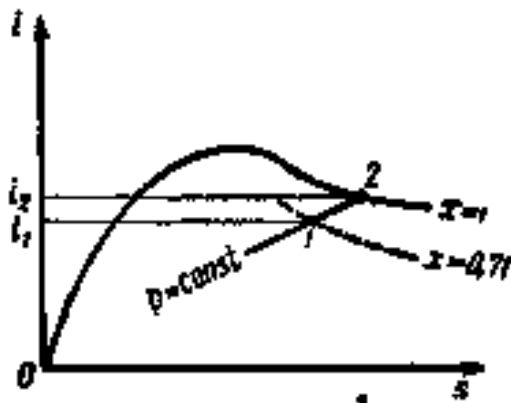


Рис. 5.1

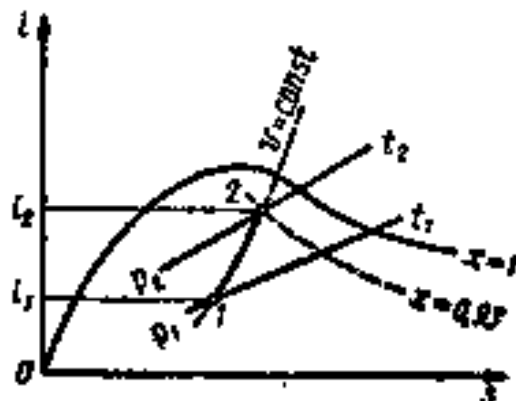


Рис. 5.2

18. Пар массой 1 кг при давлении 3 МПа имеет степень сухости  $x = 0,7$ . Какое количество теплоты нужно затратить, чтобы степень сухости довести до  $x = 0,91$ ?

*Решение:* По давлению 3 МПа из таблиц [1] находим теплоту парообразования  $r=1796 \text{ кДж/кг}$ . Тогда  $Q=h_2-h_1=r(x_2-x_1)=1796(0,91-0,70)=377,16 \text{ кДж/кг}$ .

19. Влажный пар при давлении 1,1 МПа имеет степень сухости  $x=0,8$ . Какое количество теплоты необходимо подвести к 1 кг этого пара, чтобы при постоянном давлении перевести его в состояние сухого насыщенного?

*Решение:* По давлению 1,1 МПа из таблиц [1] находим теплоту парообразования  $r=2000 \text{ кДж/кг}$ . Тогда  $Q=h_2-h_1=r(x_2-x_1)=2000(1-0,80)=400 \text{ кДж/кг}$ .

20. Пар массой 10 кг занимает объем  $2 \text{ м}^3$  при давлении  $p_1=0,7 \text{ МПа}$ . Найти количество теплоты, которое необходимо сообщить пару, чтобы, не изменяя

занимаемый им объем, повысить давление до  $p_2=0,9$  МПа. Каковы будут температура и степень сухости в конце процесса?

*Решение:* Удельный объем пара  $v = V/M = 2/10 = 0,2 \text{ м}^3/\text{кг}$ . На  $h$ - $s$  диаграмме водяного пара (рис. 5.2) начальная точка 1 лежит на пересечении изохоры  $0,2 \text{ м}^3/\text{кг}$  и изобары, соответствующей  $0,7 \text{ МПа}$ , энтальпия этого состояния  $h_1=2204 \text{ кДж/кг}$ . Конечная точка 2 - на пересечении заданной изохоры и изобары  $0,9 \text{ МПа}$ , энтальпия в этом случае  $h_2=2630 \text{ кДж/кг}$ ,  $x=0,93$ . Температуру находим, продолжая изобару  $0,9 \text{ МПа}$  до пересечения с верхней пограничной кривой,  $t=166^\circ\text{C}$ .

Для изохорного процесса  
 $q = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1) = 2630 - 2204 - 0,2(0,9 - 0,7)10^3 = 386 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

21. Сухой насыщенный пар занимает объем  $v=0,18 \text{ м}^3/\text{кг}$ . Какое количество теплоты надо затратить, чтобы нагреть его при постоянном объеме до температуры  $450^\circ\text{C}$ ? Чему будет равно давление в конце процесса?

*Решение:* С помощью  $h$ - $s$  диаграммы находим начальную и конечную точки процесса, а затем:  $p_1=1,2 \text{ МПа}$ ;  $h_1=2780 \text{ кДж/кг}$ ;  $p_2=1,9 \text{ МПа}$ ;  $h_2=3360 \text{ кДж/кг}$ . Количество теплоты в изохорном процессе  $q=\Delta u=(h_2-p_2v)-(h_1-p_1v)=(3360-1900\cdot0,18)-(2780-1200\cdot0,18)=454 \text{ кДж/кг}$ .

22. Пар со степенью сухости  $x=0,726$  и давлением  $0,1 \text{ МПа}$  расширяется изотермически до сухого насыщенного состояния. Найти изменение удельной внутренней энергии и теплоту процесса.

*Решение:* Из таблицы насыщенного водяного пара [1] при  $p=0,1 \text{ МПа}$  определяем:  $r=2258 \text{ кДж/кг}$ ;  $h''=h_2=2675 \text{ кДж/кг}$ ;  $v'=0,0010432 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $v''=v_2=1,694 \text{ м}^3/\text{кг}$ . Так как процесс изобарно-изотермический то теплота процесса  $q=\Delta h=h_2-h_1=r(1-x)=2258(1-0,726)=618,7 \text{ кДж/кг}$ . Откуда  $h_1=h_2-\Delta h=2675-618,7=2056,3 \text{ кДж/кг}$ . Удельный объем влажного пара найдем с помощью уравнения  $v_1 = v' + x(v'' - v') = 0,0010432 + 0,726(1,694 - 0,0010432) = 1,23 \text{ м}^3/\text{кг}$ . Изменение внутренней энергии  $\Delta u=u_2-u_1=(h_2-pv_2)-(h_1-pv_1)=(2675-100\cdot1,694)-(2056,3-100\cdot1,23)=572,3 \text{ кДж/кг}$ .

23. Пар массой  $1 \text{ кг}$ , начальное состояние которого определяется температурой  $t=350^\circ\text{C}$  и давлением  $p_1=0,16 \text{ МПа}$ , сжимается изотермически так, что от него отводится  $1315 \text{ кДж/кг}$  теплоты. Найти давление в конце сжатия, изменение внутренней энергии и работу процесса.

*Решение:*  $q = T(s_2 - s_1)$ ;  $s_2 = s_1 + q/T = 6,06 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ . На пересечении изоэнтропы (адиабаты)  $s=6,06 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  и заданной изотермы по  $h$ - $s$  диаграмме водяного пара (рис. 5.3) находим  $p_2=9 \text{ МПа}$  и все остальные параметры состояния, соответствующие начальной 1 и конечной 2 точкам процесса:



	T, К	p, МПа	v, м <sup>3</sup> /кг	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	x
Точка 1	623	0,16	1,8	3176	8,17	-
Точка 2	623	9,0	0,026	2968	6,06	

Далее проводим необходимые расчеты:

$$\Delta u = h_2 - h_1 - (p_2 v_2 - p_1 v_1) = 2968 - 3776 - (9 \cdot 0,026 - 0,16 \cdot 1,8) 10^3 = -154 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$l = \Delta u - q = (-154) - 1315 = -1469 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

24. Сухой насыщенный пар с давлением 0,09 МПа сжимается по изоэнтропе (адиабате) до  $p_2 = 10 p_1$ . Определить конечную температуру, работу и располагаемую работу процесса.

*Решение:* С помощью h-s диаграммы водяного пара находим начальную (1) и конечную (2) точки процесса. После чего определяем:  $p_1 = 0,09$  МПа;  $v_1 = 1,9$  м<sup>3</sup>/кг;  $h_1 = 2670$  кДж/кг;  $p_2 = 0,9$  МПа;  $v_2 = 0,33$  м<sup>3</sup>/кг;  $h_2 = 3180$  кДж/кг;  $t_2 = 360^\circ\text{C}$ . Располагаемая работа  $l_0 = q - \Delta h = 0 - (h_2 - h_1) = -(3180 - 2670) = -510$  кДж/кг. Работа процесса  $l = -\Delta u = -(u_2 - u_1) = u_1 - u_2 = (h_1 - p_1 v_1) - (h_2 - p_2 v_2) = (2670 - 90 \cdot 1,9) - (3180 - 900 \cdot 0,33) = -384$  кДж/кг.

25. Пар при давлении 3,5 МПа и температуре  $t = 450^\circ\text{C}$  расширяется изоэнтропно (адиабатно) до сухого насыщенного состояния, а затем охлаждается при постоянном объеме до температуры  $120^\circ\text{C}$ . Определить работу процесса, располагаемую работу и количество теплоты, переданное во внешнюю среду.

*Решение:* Процесс состоит из двух частей: адиабатное расширение и изохорное охлаждение. Процесс наносим на h-s диаграмму водяного пара, по которой определяем параметры состояния в трех характерных точках процесса:

	p, МПа	v, м <sup>3</sup> /кг	h, кДж/кг
Точка 1	3,5	0,09	3335
Точка 2	0,3	0,65	2720
Точка 3	0,19	0,65	2060

Работа процесса  $l_{13} = l_{12} + l_{23}$ , располагаемая работа  $l_{013} = q_{13} - \Delta h_{13}$ , количество теплоты  $q_{13} = q_{12} + q_{23}$ .

$$l_{13} = -\Delta u_{12} + 0 = u_1 - u_2 = (h_1 - p_1 v_1) - (h_2 - p_2 v_2) = (3335 - 3500 \cdot 0,09) - (2720 - 300 \cdot 0,65) = 495 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$q_{13} = 0 + \Delta u_{23} = u_3 - u_2 = (h_3 - p_3 v_3) - (h_2 - p_2 v_2) = (2060 - 190 \cdot 0,65) -$$

$$(2720 - 300 \cdot 0,65) = -589 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad l_{013} = q_{13} - \Delta h_{13} = -589 - (2060 - 3335) = 686 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

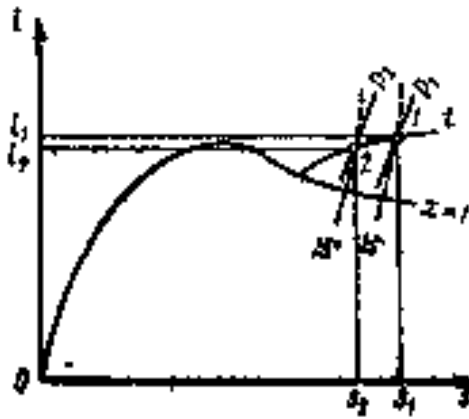


Рис. 5.3

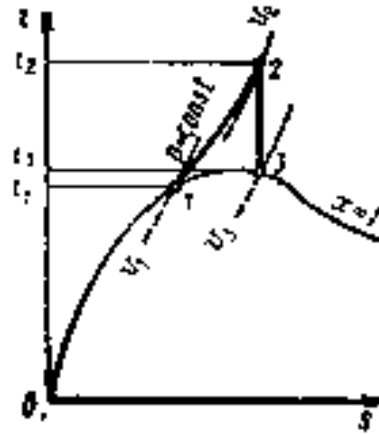


Рис. 5.4

26. Сухой насыщенный пар перегревается при постоянном давлении  $p=11\text{ МПа}$  до температуры  $510^\circ\text{C}$ , затем расширяется по изоэнтропе (адиабате) вновь до состояния сухого насыщенного пара. Найти теплоту перегрева, изменение внутренней энергии и энтальпии пара в сложном процессе.

*Решение:* Процесс состоит из двух частей: изобарный перегрев и изоэнтропное (адиабатное) расширение. Процесс наносим на  $h-s$  диаграмму водяного пара (рис. 5.4), по которой определяем параметры состояния в трех характерных точках процесса:

	$p$ , МПа	$v$ , $\text{м}^3/\text{кг}$	$h$ , $\text{кДж/кг}$
Точка 1	11	0,017	2704
Точка 2	11	0,030	3588
Точка 3	1,05	0,195	2780

Далее проводим расчеты:

$$q_{\text{пер}} = h_2 - h_1 = 3588 - 2704 = 884 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\Delta u_{1-2} = h_2 - h_1 - p(v_2 - v_1) = 884 - 11(0,03 - 0,017)10^3 = 741 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\Delta u_{2-3} = h_3 - h_2 - (p_3 v_3 - p_2 v_2) = 2780 - 3588(1,05 \cdot 0,195 - 11 \cdot 0,03)10^3 = -682,75 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\Delta h = h_3 - h_1 = 2780 - 2704 = 76 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\Delta u = \Delta u_{1-2} + \Delta u_{2-3} = 741 - 682,75 = 58,25 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

## 1.6. Влажный воздух

1. Для осушки материала используют воздух с  $t_1=20^\circ\text{C}$  и  $\varphi=80\%$ . В калорифере он нагревается до  $t_2=60^\circ\text{C}$  и направляется в сушилку, откуда

выходит при  $t_3=30^\circ\text{C}$ . Определить конечное влагосодержание воздуха, его расход и расход теплоты на 1 кг испаренной влаги.

*Решение:* По  $h-d$  диаграмме (рис. 6.1) находим точку  $A$  на пересечении линий  $t_1=20^\circ\text{C}$  и  $\varphi=80\%$  и определим:  $d_1=11$  г/кг;  $h_1=48$  кДж/кг.

Проведя линию  $d=\text{const}$  до пересечения с  $t_2=60^\circ\text{C}$ , находим точку  $B$ , характеризующую состояние воздуха на выходе из калорифера. Из этой точки проводим линию  $h=\text{const}$  до пересечения с изотермой  $t_3=30^\circ\text{C}$ , где находим точку  $C$ , характеризующую состояние воздуха на выходе из сушильной камеры, а затем определяем:  $d_3=23$  г/кг;  $h_3=89$  кДж/кг.

Изменение влагосодержания  $\Delta d = d_3 - d_1 = 23 - 11 = 12$  г/кг.

Для испарения 1 кг влаги потребуется сухого воздуха  $1000/12=83,3$  кг.

Расход теплоты в калорифере на 1 кг воздуха

$$\Delta h = h_3 - h_1 = 89 - 48 = 41 \text{ кДж/кг.}$$

Расход теплоты на 1 кг испаренной влаги

$$q = \Delta h \cdot 83,3 = 41 \cdot 83,3 = 3415,3 \text{ кДж.}$$

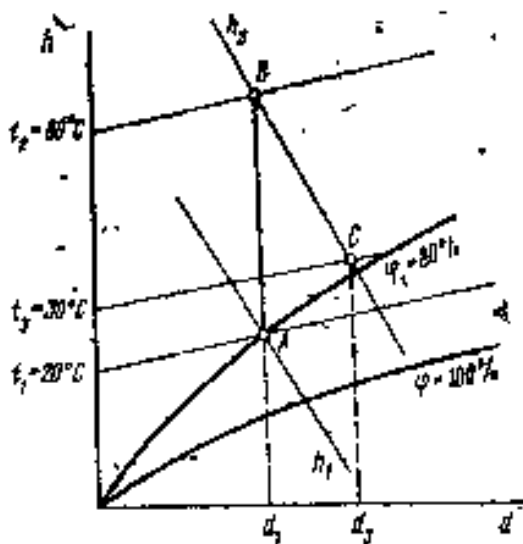


Рис. 6.1.

2. В калорифере установки кондиционирования воздуха подается воздух с параметрами:  $t_1=5^\circ\text{C}$  и  $\varphi_1=85\%$ . Из калорифера воздух выходит с параметрами:  $t_2=22^\circ\text{C}$  и  $\varphi_2=65\%$ . Определить конечное влагосодержание, расход теплоты.

*Решение:* По  $h-d$  диаграмме (рис. 6.2) находим точку  $A$  на пересечении линии  $t_1=5^\circ\text{C}$  и  $\varphi_1=85\%$  и определяем  $d_1=4,6$  г/кг;  $h_1=17$  кДж/кг.

Проведя линию  $d=\text{const}$  до пересечения с  $t_2=22^\circ\text{C}$ , находим точку  $B$ . В этой точке  $\varphi=25\%$ , следовательно, воздух должен быть увлажнен. Выход воздуха из калорифера характеризуется точкой  $C$ . По  $h-d$  диаграмме находим:  $d_3=10,8$  г/кг;  $h_3=48$  кДж/кг. Расход теплоты  $q = h_3 - h_1 = 48 - 17 = 31$  кДж/кг.

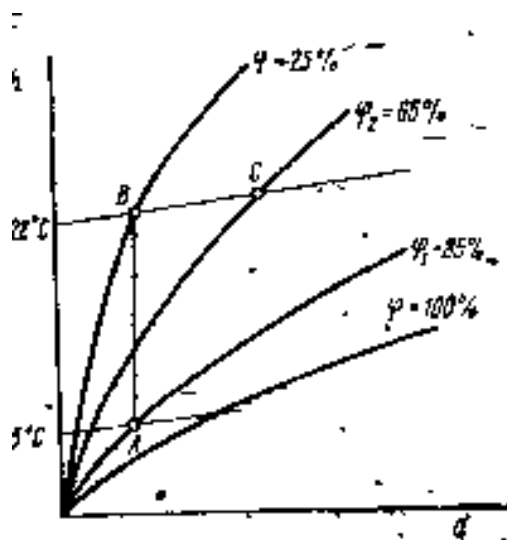


Рис. 6.2.

3. В сушилку помещена древесина объемом  $20 \text{ м}^3$  с содержанием влаги по массе 32%. Плотность древесины  $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$ . В сушилке влажность древесины должна быть доведена до 7% по массе. При входе в сушилку воздух нагревается до  $t_1 = 90^\circ\text{C}$  и выходит из нее при  $t_2 = 35^\circ\text{C}$  и  $\varphi_2 = 85\%$ . Определить количество воздуха ( $\text{м}^3$ ), которое необходимо пропустить через сушилку.

*Решение:* Определим массу влаги, которую необходимо испарить.

$$m_{\text{вл}} = 20 \cdot 880 \cdot (32 - 7) / 100 = 4400 \text{ кг.}$$

По  $h$ - $d$  диаграмме влажного воздуха определяем начальное и конечное влагосодержание воздуха в сушильной камере:  $d_1 = 9 \text{ г/кг}$ ,  $d_2 = 31 \text{ г/кг}$ .

Для испарения 1 кг влаги потребуется сухого воздуха  $1000 / (31 - 9) = 45,4 \text{ кг}$ .

Количество воздуха ( $\text{м}^3$ ), которое необходимо пропустить через сушилку определится:  $45,4 \cdot 4400 / \rho_{\text{в}} = 199760 / 1,2 = 166500 \text{ м}^3$ ,  
где  $\rho_{\text{в}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$  - плотность воздуха.

4. Для сушильной установки используют атмосферный воздух при  $t = 20^\circ\text{C}$  и  $\varphi = 0,6$ . В калорифере воздух подогревается до  $t = 95^\circ\text{C}$  и направляется в сушильную камеру, откуда он выходит с температурой  $35^\circ\text{C}$ . Требуется определить конечное влагосодержание воздуха, расход воздуха и теплоты для испарения 1 кг влаги.

*Решение.* На  $h$ - $d$  диаграмме (см. приложение) находим точку, соответствующую  $t = 20^\circ\text{C}$  и  $\varphi = 0,6$ . Обозначим ее А. Определяем  $d_A = 9 \text{ г на 1 кг сухого воздуха}$  и  $h_A = 41,9 \text{ кДж на 1 кг сухого воздуха}$ . Далее на диаграмме из точки А проводим вертикальную прямую до изотермы  $t = 95^\circ\text{C}$ . Получаем точку В. Определяем  $h_B = 119,2 \text{ кДж на 1 кг сухого воздуха}$ . Из точки В проводим линию  $h = \text{const}$  до пересечения с изотермой  $t = 35^\circ\text{C}$  в точке С и находим конечное влагосодержание воздуха  $d_C = 33 \text{ г на 1 кг сухого воздуха}$ . Расход воздуха составит  $M = 1000 / (d_C - d_A) = 1000 / (33 - 9) = 42 \text{ кг воздуха на 1 кг влаги}$ .

Расход тепла  $Q = M (h_B - h_A) = 42 (119,2 - 41,9) = 3246,6$  кДж на 1 кг влаги.

5. Относительная влажность воздуха при  $40^\circ\text{C}$  составляет 30%. Определить парциальное давление и изменение влагосодержания водяных паров во влажном воздухе, если при этой же температуре его относительная влажность повысится до 90%.

*Решение.* По  $h$ - $d$  диаграмме находим точку  $A$  на пересечении линий  $t=40^\circ\text{C}$  и  $\varphi=30\%$ . После чего определим влагосодержание  $d_A=14$  г/кг сухого воздуха. Точка  $B$  будет находиться на пересечении той же изотермы и относительной влажности 90%. Влагосодержание в точке  $B$  будет равно  $d_B=44$  г/кг сухого воздуха.

Парциальное давление в точке  $B$  будет равно:  $p_{\Pi} = p_H \cdot \varphi$ , где  $p_H$  – давление насыщенных паров воды (См. [1 – Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. М., 1975]  $p_H=7375 \cdot 0,9=6638$  кПа, а изменение влагосодержания  $d_B - d_A = 44 - 14 = 30$  г/кг сухого воздуха.

6. Определить количество водяных паров (кг), содержащихся в помещении, объем которого  $V=300$  м<sup>3</sup>. Температура воздуха в помещении  $t=20^\circ\text{C}$ , барометрическое давление 98 кПа и относительная влажность  $\varphi=60\%$ .

*Решение.* Чтобы найти количество водяных паров в помещении необходимо определить абсолютную влажность воздуха, которая численно равна плотности водяных паров  $\rho_{\Pi}$ . Относительная влажность, это есть отношение абсолютной влажности к максимально возможной плотности пара при заданной температуре, то есть плотности пара в состоянии насыщения.

Поэтому  $\rho_{\Pi} = \rho_H \cdot \varphi = \frac{p_H}{R_{\Pi} \cdot T} \cdot \varphi$ , где  $p_H$  – давление насыщенных паров воды,

которое можно определить для заданной температуры воздуха в помещении по таблицам [1 – Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. М., 1975], или с помощью уравнения

$\ln p_H = \sum_{i=-1}^i a_i (T/1000)^i + a_2 \ln T$ , где  $p_H$ , МПа;  $T$ , К;  $a_{-1}=-7,821541$ ;  $a_0=82,86568$ ;

$a_1=10,28003$ ;  $a_2=-11,48776$ .  $R_{\Pi}$  – газовая постоянная водяного пара, равная  $8314/18=461,9$  кДж/(кг·К).

Таким образом:  $m = \rho_{\Pi} \cdot V = \rho_H \cdot \varphi \cdot V = \frac{p_H}{R_{\Pi} \cdot T} \cdot \varphi \cdot V$ .

$$m = \frac{10^6 \left( e^{-7,821541 \left( \frac{1000}{T} \right) + 82,86568 + 10,28003 \left( \frac{T}{1000} \right) - 11,48776 \cdot \ln T} \right) \varphi \cdot V}{R_{\Pi} \cdot T} =$$

$$= \frac{10^6 \left( e^{-7,821541 \left( \frac{1000}{293} \right) + 82,86568 + 10,28003 \left( \frac{293}{1000} \right) - 11,48776 \cdot \ln 293} \right) 0,60 \cdot 300}{461,9 \cdot 293} =$$

$$= \frac{10^6 \cdot e^{-6,0692} \cdot 0,60 \cdot 300}{461,9 \cdot 293} = \frac{2313 \cdot 0,60 \cdot 300}{461,9 \cdot 293} = 3,076 \text{ кг.}$$

## 2. Теплопередача

**Введение.** Важная роль в решении задач модернизации производства РФ принадлежит энергетике в теоретическую базу которой входят термодинамика, и теплотехника.

Теория теплообмена, как раздел теплотехники, является теоретической основой ряда специальных дисциплин и играет определяющую роль при подготовке специалистов широкого профиля.

Для закрепления теоретических знаний, полученных на лекциях, в учебных программах предусмотрено проведение практических занятий и выполнение домашних заданий в рамках самостоятельной работы студента.

### 2.1. Стационарная теплопередача через плоскую и цилиндрическую стенки

#### Используемые термины:

Виды теплообмена; теплопроводность; теплопроводность стационарная; температурное поле стационарное; градиент температурного поля; тепловой поток; плотность теплового потока; коэффициент температуропроводности; коэффициент теплопроводности; термическое сопротивление теплопроводности и теплопередаче плоской и цилиндрической стенки; уравнение закона Фурье; дифференциальное уравнение теплопроводности; условия однозначности; начальные и граничные условия; теплопередача.

#### Задачи обучающие

**Задача 1.** Выяснить влияние воздушной прослойки в обмуровке парового котла (рис. 1) на потерю тепла в окружающую среду и на температуру наружной поверхности обмуровки, если:

1) коэффициенты теплоотдачи дымовыми газами с температурой  $t_{f1} = 1100^\circ\text{C}$  стене и стеной наружному воздуху с температурой  $t_{f2} = 300^\circ\text{C}$  соответственно равны 11,6 и 5,8 Вт/м<sup>2</sup>·К;

2) коэффициенты теплопроводности: огнеупорного кирпича 1,92 Вт/м·К, красного кирпича 0,82 Вт/м·К, воздуха в прослойке 0,0465 Вт/м·К .  
Конвекцию в прослойке не учитывать.

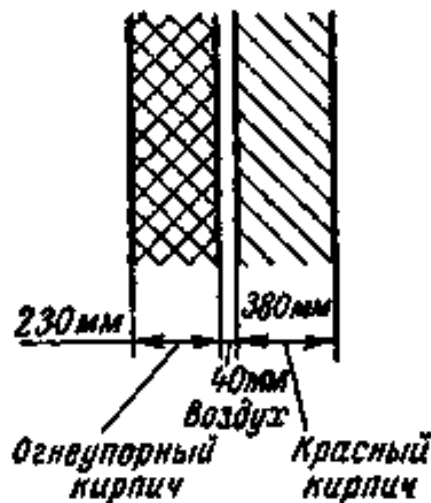


Рис. 1.

*Решение:* Определим плотность теплового потока при наличии воздушной прослойки и температуру наружной поверхности обмуровки.

$$q_{в.п.} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1100 - 300}{\frac{1}{11,6} + \frac{0,23}{1,92} + \frac{0,04}{0,0465} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{1}{5,8}} =$$

$$\frac{800}{0,0862 + 0,1198 + 0,8602 + 0,4634 + 0,1724} = 470 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2},$$

$$t_{w2} = t_{f2} + \frac{q_{в.п.}}{\alpha_2} = 300 + \frac{470}{5,8} = 381^\circ \text{C}.$$

Без воздушной прослойки.

$$q = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1100 - 300}{\frac{1}{11,6} + \frac{0,23}{1,92} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{1}{5,8}} =$$

$$\frac{800}{0,0862 + 0,1198 + 0,4634 + 0,1724} = 950 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2},$$

$$t_{w2} = t_{f2} + \frac{q}{\alpha_2} = 300 + \frac{950}{5,8} = 464^\circ \text{C}.$$

$$\Delta q = \frac{(950 - 470) \cdot 100}{950} = 50,5\%, \quad \Delta t = 464 - 381 = 83^\circ \text{C}.$$

**Задача 2.** Сколько следует сжечь угля в печи, к.п.д. которой  $\eta = 70\%$ , чтобы восполнить потерю тепла в сутки через кирпичную стенку  $F = 20 \text{ м}^2$ , толщиной  $\delta = 0,2 \text{ м}$ , если температура внутренней поверхности стенки  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ , а внешней  $t_2 = -10^\circ\text{C}$ ?

Низшая теплотворная способность угля  $Q_H^p = 18000 \text{ кДж/кг}$ , а коэффициент теплопроводности кирпичной стенки  $\lambda = 0,475 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ .

*Решение:* Составим уравнение теплового баланса в виде

Теплопоступления от печи = Тепловые потери через кирпичную стенку

$$\eta \cdot Q_H^p \cdot m_T = F \cdot \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) \cdot \tau, \text{ откуда}$$

$$m_T = \frac{F \cdot \lambda (t_1 - t_2) \cdot \tau}{\delta \cdot \eta \cdot Q_H^p} = \frac{20 \cdot 0,475 \cdot [20 - (-10)] \cdot 24 \cdot 3600}{0,2 \cdot 0,7 \cdot 18000 \cdot 10^3} = 9,77 \text{ кг.}$$

**Задача 3.** Кипятильная труба котла со стороны воды покрыта накипью толщиной  $\delta = 5 \text{ мм}$  (рис. 2). Каким слоем сажи должна покрыться труба со стороны газов, чтобы при отсутствии накипи со стороны воды количество тепла, передаваемое трубой, осталось бы без изменения? Какова в этих случаях температура наружной и внутренней поверхности трубы?

Принять коэффициенты теплопроводности стали  $40,7 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ , накипи  $2,32 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ , сажи  $0,349 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ .

Коэффициенты теплоотдачи со стороны газов  $46,5 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ , со стороны воды  $2325 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ . Стенку трубы считать плоской.

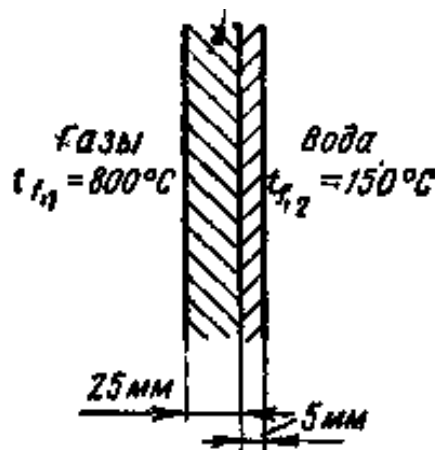


Рис. 2.

*Решение:* Определим плотность теплового потока при наличии накипи



$$q = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{800 - 150}{\frac{1}{46,5} + \frac{0,025}{40,7} + \frac{0,005}{2,32} + \frac{1}{2325}} =$$

$$\frac{650}{0,0215 + 0,0006 + 0,0022 + 0,00043} = 26284 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Температура наружной и внутренней поверхности трубы будет равна

$$t_{w1} = t_{f1} - \frac{q}{\alpha_1} = 800 - \frac{26284}{46,5} = 234,8^\circ \text{C}$$

$$t_{w2} = t_{w1} - \frac{q \cdot \delta_1}{\lambda_1} = 234,8 - \frac{26284 \cdot 0,025}{40,7} = 234,8 - 16,1 = 218,7^\circ \text{C}.$$

Расчет слоя сажи при отсутствии накипи и той же плотности теплового потока

$$26284 = \frac{650}{\frac{1}{46,5} + \frac{0,025}{40,7} + \frac{\delta_c}{0,349} + \frac{1}{2325}} = \frac{650}{0,0215 + 0,0006 + 2,8653\delta_c + 0,00043},$$

откуда  $\delta_c = 0,00077 \text{ м} (0,77 \text{ мм})$ .

Температура наружной и внутренней поверхности трубы будет равна

$$t_{w2} = t_{f1} + \frac{q}{\alpha_1} = 150 + \frac{26284}{2325} = 161,3^\circ \text{C}$$

$$t_{w1} = t_{w2} + \frac{q \cdot \delta_1}{\lambda_1} = 161,3 + \frac{26284 \cdot 0,025}{40,7} = 161,3 + 16,1 = 177,4^\circ \text{C}.$$

**Задача 4.** Определить количество тепла, теряемое трубой за 1с, если внутри трубы протекает газ, а снаружи труба омывается воздухом (рис. 3). Средняя температура газа  $800^\circ \text{C}$ , а воздуха  $15^\circ \text{C}$ .

Коэффициент теплоотдачи от газа к стенке трубы  $\alpha_1 = 34,95 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ , от стенки трубы к воздуху  $\alpha_2 = 5,82 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ .

Каковы температуры внутренней и наружной поверхностей трубы, а также слоя, расположенного в 40 мм от оси трубы? Влиянием торцов трубы пренебречь. Труба стальная с  $\lambda = 46,6 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ .

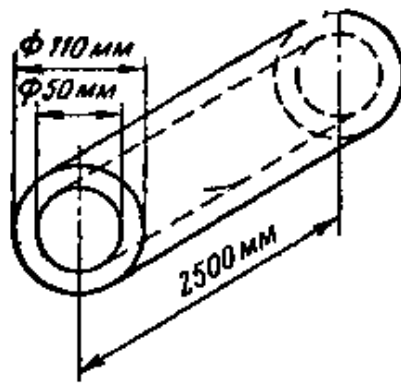


Рис. 3.

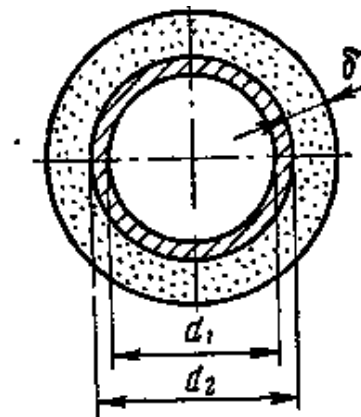


Рис. 4.

*Решение:* Определим линейную плотность теплового потока

$$q_1 = \frac{2\pi(t_g - t_b)}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}} = \frac{6,283(800 - 15)}{\frac{1}{34,95 \cdot 0,025} + \frac{1}{46,6} \ln \frac{0,055}{0,025} + \frac{1}{5,82 \cdot 0,055}} =$$

$$\frac{4932,2}{1,1445 + 0,0169 + 3,124} = 1151 \frac{\text{Вт}}{\text{м}}.$$

Количество тепла, теряемое трубой за 1с.

$$Q = q_1 \cdot L = 1151 \cdot 2,5 = 2877 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

Температуры внутренней и наружной поверхностей трубы.

$$t_{w1} = t_{f1} - \frac{q_1}{2\pi \cdot \alpha_1 \cdot r_1} = 800 - \frac{1151}{6,283 \cdot 34,95 \cdot 0,025} = 590^\circ \text{C},$$

$$t_{w2} = t_{w1} - \frac{q_1}{2\pi \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} = 590 - \frac{1151}{6,283 \cdot 46,6} \cdot 0,788 = 587^\circ \text{C}.$$

Температура слоя, расположенного в 40 мм от оси трубы.

$$t' = t_{w1} - \frac{q_1}{2\pi \cdot \lambda} \ln \frac{0,04}{r_1} = 590 - \frac{1151}{6,283 \cdot 46,6} \cdot 0,47 = 588^\circ \text{C}.$$

**Задача 5.** Определить секундную потерю тепла паропроводом длиной  $l = 50$  м (рис. 4). Паропровод покрыт слоем изоляции «совелит» толщиной  $\delta = 80$  мм. По паропроводу протекает насыщенный пар, давление которого  $p_{\text{абс}} = 30$  бар.

Внутренний диаметр паропровода  $d_1 = 100$  мм, наружный  $d_2 = 108$  мм. Температура окружающего воздуха  $t_2 = 35^\circ\text{C}$ .

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке  $\alpha_1 = 465$  Вт/м<sup>2</sup>·К, от слоя изоляции к воздуху  $\alpha_2 = 5,8$  Вт/м<sup>2</sup>·К.

Коэффициент теплопроводности стали  $\lambda = 52$  Вт/м·К, изоляции  $\lambda = 0,058$  Вт/м·К.

Определить также температуру наружного слоя изоляции. Лучеиспусканием трубопровода пренебречь.

*Решение:* По таблицам насыщенных паров воды определяем температуру пара.

Температура, °C	Давление, бар
230	27,977
$t_1$	30,0
240	33,480

Откуда  $t_1 = 233,7^\circ\text{C}$ ,  $r_3 = r_2 + \delta = 0,134$  м.

Линейная плотность теплового потока

$$q_l = \frac{2\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{\alpha_2 r_3}} =$$

$$\frac{6,283(233,7 - 35)}{\frac{1}{465 \cdot 0,05} + \frac{1}{52} \ln \frac{0,054}{0,05} + \frac{1}{0,058} \ln \frac{0,134}{0,054} + \frac{1}{5,8 \cdot 0,134}} =$$

$$\frac{1248,4}{0,043 + 0,00148 + 15,67 + 1,2867} = 73,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}}.$$

Количество тепла, теряемое трубой за 1с.

$$Q = q_l \cdot L = 73,4 \cdot 50 = 3670 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

Температура наружного слоя изоляции.

$$t_{w2} = t_{f2} + \frac{q_l}{2\pi \cdot \alpha_2 \cdot r_3} = 35 + \frac{73,4}{6,283 \cdot 5,8 \cdot 0,134} = 50^\circ\text{C}.$$

**Задача 6.** Стальная труба  $d = 100$  мм с толщиной стенки 5 мм покрыта слоем асфальтовой изоляции. Найти критическую толщину слоя асфальта и

соответствующую максимальную отдачу тепла с 3м трубы, если по трубе протекает вода ( $t_1 = 80^\circ\text{C}$ ,  $\alpha_1 = 2040 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ ), снаружи труба омывается воздухом ( $t_2 = 15^\circ\text{C}$ ,  $\alpha_2 = 10,5 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ ),  $\lambda_{\text{ст}} = 46,5 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ ,  $\lambda_{\text{асф}} = 0,66 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ .

*Решение:* Определим критический радиус изоляции.

$$r_{\text{кр}} = \frac{\lambda_{\text{асф}}}{\alpha_2} = \frac{0,66}{10,5} = 0,0629\text{м.}$$

Полагая  $r_3 = r_{\text{кр}}$  определим максимальную отдачу тепла с поверхности трубы.

$$Q = q_l \cdot L = \frac{2\pi \cdot L(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{\alpha_2 r_3}} =$$

$$\frac{6,283 \cdot 3 \cdot (80 - 15)}{\frac{1}{2040 \cdot 0,05} + \frac{1}{46,5} \ln \frac{0,055}{0,05} + \frac{1}{0,66} \ln \frac{0,0629}{0,055} + \frac{1}{10,5 \cdot 0,0629}} =$$

$$\frac{408,4 \cdot 3}{0,0098 + 0,00205 + 0,2034 + 1,5141} = 708,5\text{Вт.}$$

## 2.2. Теплопроводность при нестационарном режиме

### Используемые термины:

Теплопроводность нестационарная; температурное поле нестационарное; тепловой поток; коэффициент температуропроводности; коэффициент теплопроводности; коэффициент теплоотдачи; критерии подобия нестационарной теплопроводности.

### Задачи обучающие

**Задача 1.** Стальная плита неограниченной протяженности толщиной  $2\delta = 200 \text{ мм}$ , равномерно прогретая до температуры  $t_0 = 250^\circ\text{C}$ , помещена в воздушную среду с температурой  $t_f = 15^\circ\text{C}$ ; коэффициент теплоотдачи на поверхностях плиты  $\alpha = 30 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ , теплопроводность материала плиты  $\lambda = 45 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ , коэффициент температуропроводности  $a = 1,25 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ . Определить температуры в середине и на поверхности плиты через 1 ч после начала охлаждения.

*Решение:* Для заданных условий рассчитываем определяющие критерии:

$$Bi = \frac{\alpha \delta}{\lambda} = 30 \cdot 0,1 / 45 = 0,07;$$

$$Fo = \frac{a\tau}{\delta^2} = 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 3600 / 0,1^2 = 4,5.$$

С помощью номограмм (рис. 1, 2) находим значения безразмерных температур в середине плиты и на ее поверхности:  $\Theta_{x=0} = 0,75$ ;  $\Theta_{x=\delta} = 0,71$ ; после чего определяем температуры

$$t_{x=0} = \Theta_{x=0}(t_0 - t_f) + t_f = 0,75(250 - 15) + 15 = 191^\circ\text{C};$$

$$t_{x=\delta} = \Theta_{x=\delta}(t_0 - t_f) + t_f = 0,71(250 - 15) + 15 = 182^\circ\text{C}.$$

**Задача 2.** Длинный стальной вал диаметром  $d=200$  мм, имевший начальную температуру  $t_0 = 15^\circ\text{C}$ , помещен в печь с температурой  $t_f = 1100^\circ\text{C}$ . Определить время нагрева вала, считая процесс законченным при температуре оси вала  $t = 850^\circ\text{C}$ . Определить также температуру на поверхности вала в конце нагрева. Коэффициент теплоотдачи на поверхности вала  $\alpha=120$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); теплопроводность  $\lambda = 18$  Вт/(м·К); коэффициент температуропроводности  $a = 6,12 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.

Указание. Для решения задачи воспользоваться номограммами, приведенными на рис 3, 4.

*Решение:* Для заданных условий определяем критерий  $Bi$  и безразмерную температуру  $\Theta$ .

$$Bi = \frac{\alpha \cdot \frac{d}{2}}{\lambda} = \frac{120 \cdot 0,1}{18} = 0,67, \quad \Theta_{r=0} = \frac{t - t_f}{t_0 - t_f} = \frac{850 - 1100}{15 - 1100} = 0,23.$$

С помощью номограммы (рис. 3) определяем критерий  $Fo=1,4$ . После чего рассчитываем время нагрева вала

$$\tau = \frac{Fo \cdot \delta^2}{a} = \frac{1,4 \cdot 0,1^2}{6,12 \cdot 10^{-6}} = 2288 \text{ сек.}$$

Для определения температуры поверхности вала в конце воспользуемся номограммой на рис. 4.

$$Bi = 0,67; \quad Fo = 1,4; \quad \Theta_{r=r0} = 0,18,$$

$$t = t_f + \Theta_{r=r0} \cdot (t_0 - t_f) = 1100 + 0,18(15 - 1100) = 904,7^\circ\text{C}.$$

**Задача 3.** Заготовка, имеющая форму параллелепипеда с размерами  $2\delta_1 \times 2\delta_2 \times 2\delta_3 = 600 \times 400 \times 250$  мм, имела начальную температуру  $t_0 = 15^\circ\text{C}$ . Заготовка помещена в нагревательную печь с температурой среды  $t_f = 1500^\circ\text{C}$ , коэффициент теплоотдачи к поверхности заготовки  $\alpha = 120$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), теплофизические характеристики материала заготовки:  $\lambda = 37$  Вт/(м·К);  $a = 7 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с. Определить температуру в центре заготовки через 1,2 часа после начала нагревания.

*Решение:* Так как параллелепипед образован в результате пересечения трех взаимно перпендикулярных безграничных пластин конечной толщины, то безразмерную температуру в интересующей точке можно представить как произведение безразмерных температур для трех безграничных пластин.

$$\Theta = \Theta_{x=0} \cdot \Theta_{y=0} \cdot \Theta_{z=0}.$$

Для заданных условий рассчитываем определяющие критерии:

$$Bi_x = \frac{\alpha \cdot \delta_1}{\lambda} = \frac{120 \cdot 0,3}{37} = 0,973; \quad Bi_y = \frac{\alpha \cdot \delta_2}{\lambda} = \frac{120 \cdot 0,2}{37} = 0,649;$$

$$Bi_z = \frac{\alpha \cdot \delta_3}{\lambda} = \frac{120 \cdot 0,125}{37} = 0,405;$$

$$Fo_x = \frac{a \cdot \tau}{\delta_1^2} = \frac{7 \cdot 10^{-6} \cdot 1,2 \cdot 3600}{0,3^2} = 0,336; \quad Fo_y = \frac{a \cdot \tau}{\delta_2^2} = \frac{7 \cdot 10^{-6} \cdot 1,2 \cdot 3600}{0,2^2} = 0,756;$$

$$Fo_z = \frac{a \cdot \tau}{\delta_3^2} = \frac{7 \cdot 10^{-6} \cdot 1,2 \cdot 3600}{0,125^2} = 1,935;$$

С помощью номограммы (рис. 1) определяем безразмерные температуры

$$\Theta_{x=0} = 0,80; \quad \Theta_{y=0} = 0,68; \quad \Theta_{z=0} = 0,52.$$

Температура в центре заготовки будет равна

$$\frac{t - t_f}{t_0 - t_f} = \Theta_{x=0} \cdot \Theta_{y=0} \cdot \Theta_{z=0} = 0,80 \cdot 0,68 \cdot 0,52 = 0,283.$$

$$\text{Откуда} \quad t = 0,283(t_0 - t_f) + t_f = 0,283(15 - 1500) + 1500 = 1080^\circ\text{C}.$$

**Задача 4.** Для условий предыдущей задачи определить температуру в вершинах граней заготовки.

*Решение:* Вершины граней находятся на пересечении наружных поверхностей пластин. В этом случае необходимо воспользоваться номограммой на рис. 2 и определить безразмерные температуры:

$$\Theta_{x=\delta_1, y=z=0} = 0,60; \quad \Theta_{y=\delta_2, x=z=0} = 0,50; \quad \Theta_{z=\delta_3, y=x=0} = 0,45.$$

После чего находим температуру в вершине граней

$$t = 0,60 \cdot 0,50 \cdot 0,45(t_0 - t_f) + t_f = 0,135(15 - 1500) + 1500 = 1300^\circ \text{C}.$$

**Задача 5.** Стальная заготовка цилиндрической формы диаметром  $d=2r=100$  мм и длиной  $l = 2\delta = 150$  мм равномерно нагрета до температуры  $t_0 = 800^\circ\text{C}$ . Заготовка охлаждается в воздухе, температура которого  $t_f = 20^\circ\text{C}$ . Определить температуру в центре заготовки и в середине торцовой поверхности через 20 мин после начала охлаждения. Коэффициент теплоотдачи на поверхности заготовки  $\alpha = 120 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , теплопроводность материала  $\lambda = 25 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , коэффициент температуропроводности  $a = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

*Решение:* Заготовку можно представить как пересечение неограниченного цилиндра с характерным размером ( $r$ ) и неограниченной пластины с характерным размером ( $\delta$ ).

Для заданных условий рассчитываем определяющие критерии:

$$Bi_r = \frac{\alpha \cdot r}{\lambda} = \frac{120 \cdot 0,05}{25} = 0,24; \quad Bi_\delta = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda} = \frac{120 \cdot 0,075}{25} = 0,36;$$

$$Fo_r = \frac{a \cdot \tau}{r^2} = \frac{6 \cdot 10^{-6} \cdot 20 \cdot 60}{0,05^2} = 2,88; \quad Fo_\delta = \frac{a \cdot \tau}{\delta^2} = \frac{6 \cdot 10^{-6} \cdot 20 \cdot 60}{0,075^2} = 1,28.$$

С помощью номограмм (рис. 1-4) определяем безразмерные температуры

$$\Theta_{r=0} = 0,28; \quad \Theta_{r=r_0} = 0,25; \quad \Theta_{x=0} = 0,65; \quad \Theta_{x=\delta} = 0,60.$$

Температура в центре заготовки:

$$t = \Theta_{r=0} \cdot \Theta_{x=0}(t_0 - t_f) + t_f = 0,28 \cdot 0,65(800 - 20) + 20 = 162^\circ \text{C}.$$

Температура в середине торцовой поверхности:

$$t = \Theta_{r=0} \cdot \Theta_{x=\delta}(t_0 - t_f) + t_f = 0,28 \cdot 0,60(800 - 20) + 20 = 151^\circ \text{C}.$$

**Задача 6.** Для условий охлаждения, рассмотренных в задаче 5, определить температуру в центре заготовки и в середине торцовой поверхности, если линейные размеры заготовки увеличены в два раза, т. е.  $d = 2r = 200$  мм и  $l = 2\delta = 300$  мм.

*Решение:* Для заданных условий рассчитываем определяющие критерии:

$$Bi_r = \frac{\alpha \cdot r}{\lambda} = \frac{120 \cdot 0,1}{25} = 0,48; \quad Bi_\delta = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda} = \frac{120 \cdot 0,15}{25} = 0,72;$$

$$Fo_r = \frac{a \cdot \tau}{r^2} = \frac{6 \cdot 10^{-6} \cdot 20 \cdot 60}{0,1^2} = 0,72; \quad Fo_\delta = \frac{a \cdot \tau}{\delta^2} = \frac{6 \cdot 10^{-6} \cdot 20 \cdot 60}{0,15^2} = 0,32.$$

С помощью номограмм (рис. 1-4) определяем безразмерные температуры

$$\Theta_{r=0} = 0,60; \quad \Theta_{r=r_0} = 0,45; \quad \Theta_{x=0} = 0,82; \quad \Theta_{x=\delta} = 0,68.$$

Температура в центре заготовки:

$$t = \Theta_{r=0} \cdot \Theta_{x=0} (t_0 - t_f) + t_f = 0,60 \cdot 0,82 (800 - 20) + 20 = 404^\circ \text{C}.$$

Температура в середине торцевой поверхности:

$$t = \Theta_{r=0} \cdot \Theta_{x=\delta} (t_0 - t_f) + t_f = 0,60 \cdot 0,68 (800 - 20) + 20 = 338^\circ \text{C}.$$

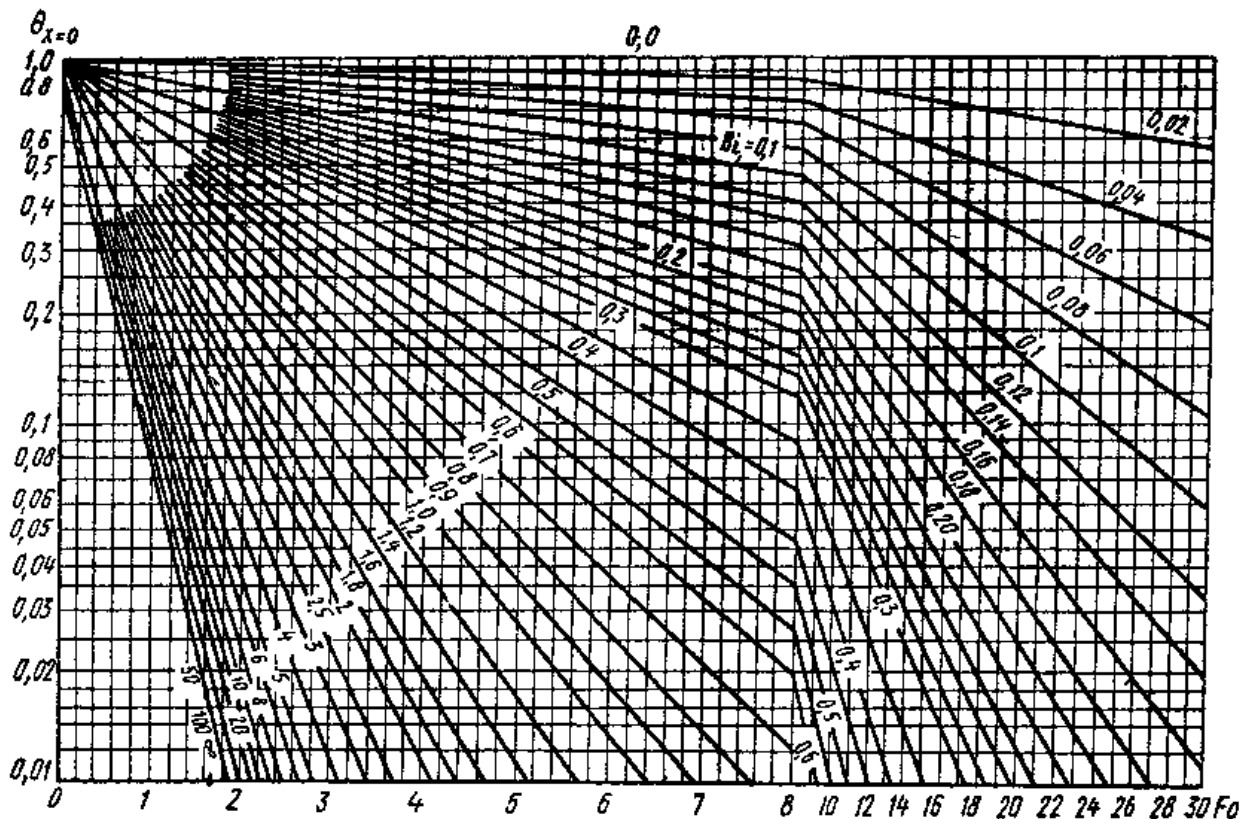


Рис. 1. Безразмерная температура в середине плиты



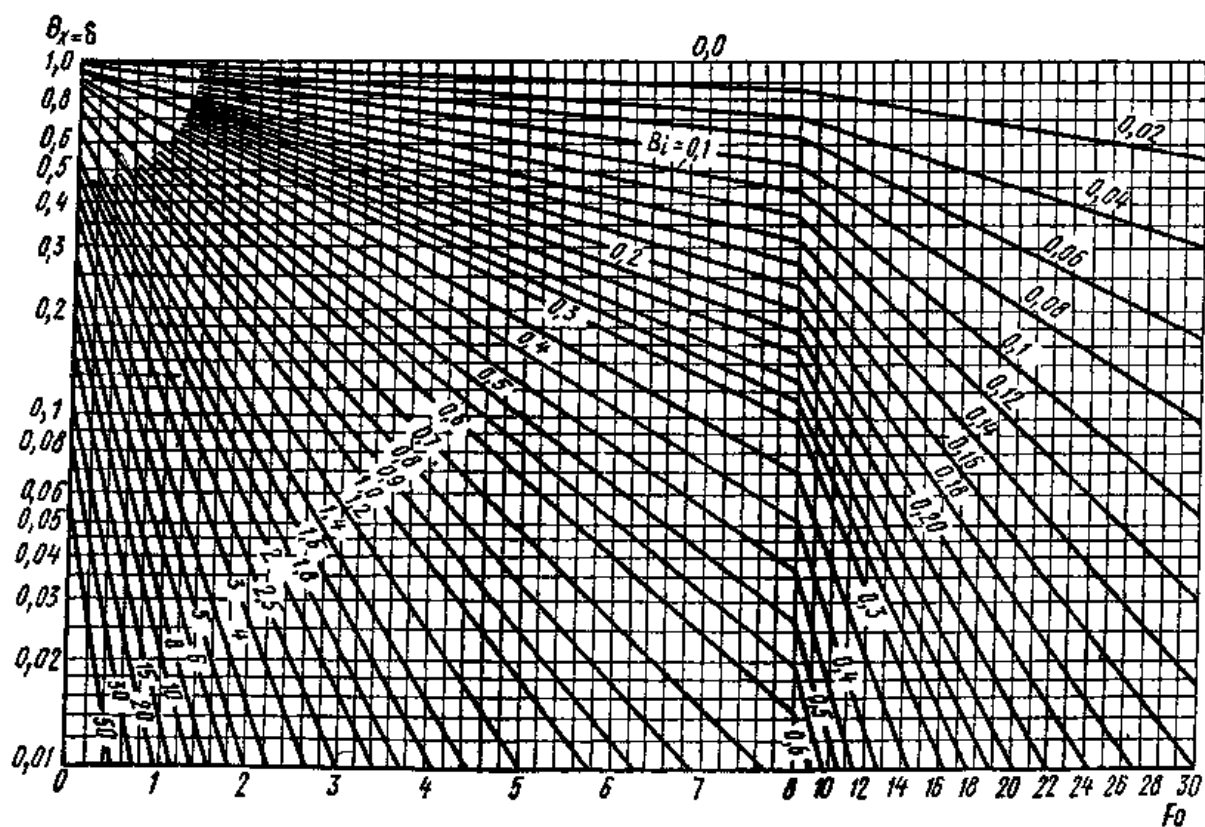


Рис. 2. Безразмерная температура на поверхности плиты

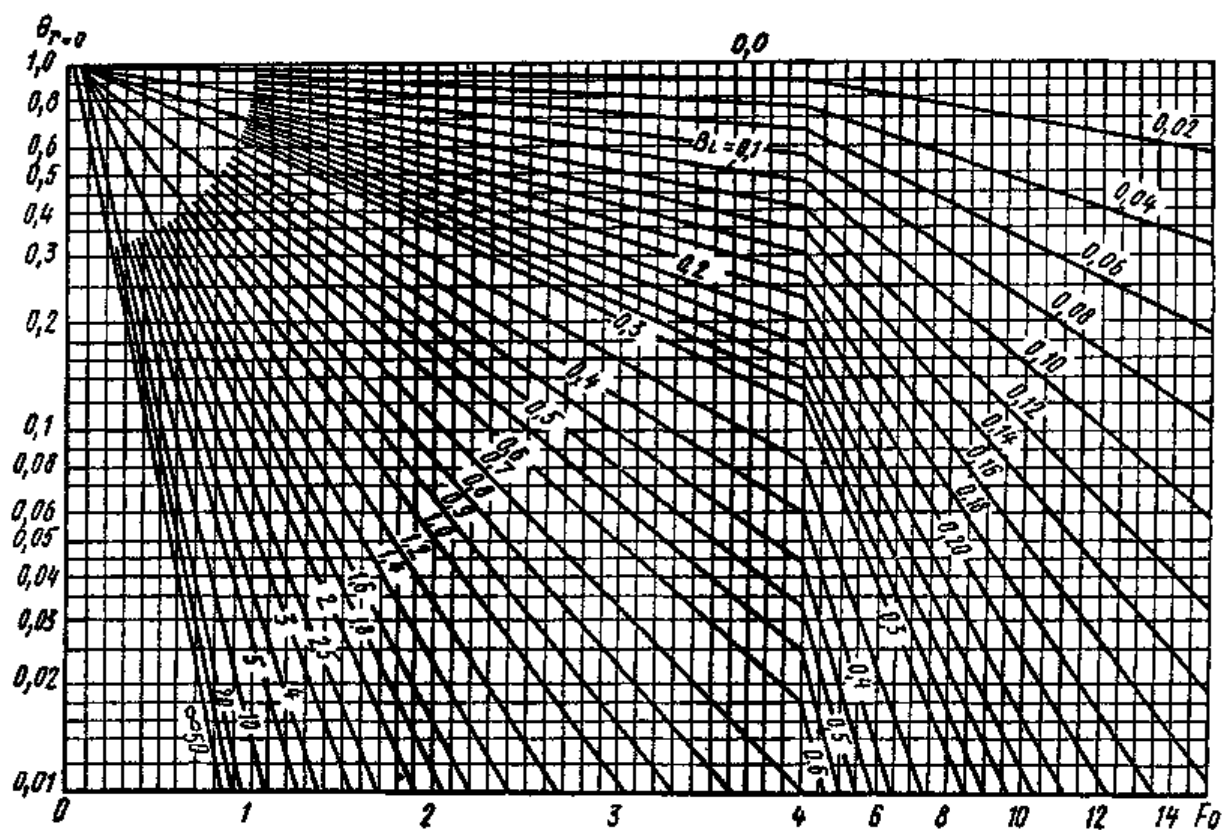


Рис. 3. Безразмерная температура по оси цилиндра

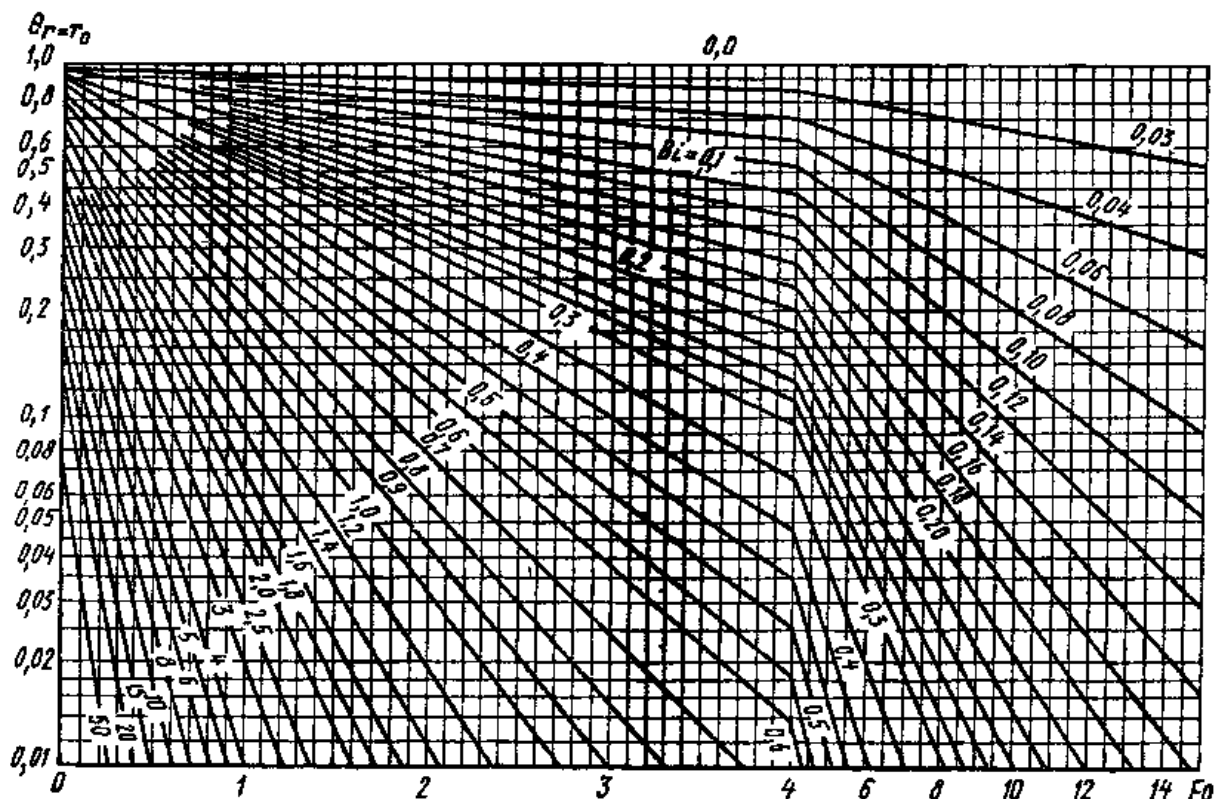


Рис. 4. Безразмерная температура на поверхности цилиндра

## 2.3. Конвективный теплообмен

### Используемые термины:

Теплообмен конвективный; конвекция; плотность теплового потока; коэффициент конвективного теплообмена (теплоотдачи); уравнение Ньютона-Рихмана; критерии подобия конвективного теплообмена; критериальные уравнения конвективной теплоотдачи.

### Задачи обучающие

**Задача 1.** Определить коэффициент теплоотдачи и тепловые потери 1 м горизонтального неизолированного паропровода в свободном потоке воздуха, если по паропроводу течет перегретый пар, имеющий температуру  $400^{\circ}\text{C}$ . Для расчета принять температуру воздуха в помещении  $30^{\circ}\text{C}$ ; температуру наружной поверхности паропровода равной температуре пара; наружный диаметр паропровода 200 мм.

Лучеиспускание паропровода не учитывать. Для решения использовать формулу

$$\text{Nu}_f = 0,47 \cdot \text{Gr}_f^{0,25}$$

*Решение:* При температуре воздуха в помещении (30°C) по таблицам приведенным в приложениях определим физические свойства воздуха:

$$\text{коэффициент теплопроводности } \lambda_f = 2,67 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}},$$

$$\text{кинематическую вязкость } \nu_f = 16,0 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}},$$

$$\text{коэффициент объемного расширения } \beta_f = \frac{1}{30 + 273} = 0,0033 \text{К}^{-1}.$$

Определим критерий Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{g d^3 \beta_f \Delta t}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 0,2^3 \cdot 0,0033 (400 - 30)}{(16,0 \cdot 10^{-6})^2} = 374,313 \cdot 10^6.$$

Из предложенного критериального уравнения можно получить выражение для коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\text{Nu}_f \cdot \lambda_f}{d} = \frac{\lambda_f}{d} \cdot 0,47 \cdot \text{Gr}_f^{0,25} = \frac{2,67 \cdot 10^{-2}}{0,2} \cdot 0,47 \cdot (374,313 \cdot 10^6)^{0,25} = 8,73 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Тепловые потери 1 м горизонтального неизолированного паропровода в свободном потоке воздуха будут равны

$$Q = \alpha \cdot \pi d \cdot l \cdot \Delta t = 8,73 \cdot 3,1415 \cdot 0,2 \cdot 1 \cdot 370 = 2,03 \frac{\text{кВт}}{\text{м}}.$$

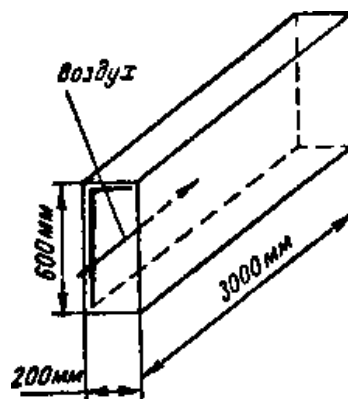


Рис. 1.

**Задача 2.** По трубе прямоугольного сечения (размеры см. на рис. 1) течет воздух со средней скоростью 12,0 м/сек. Средние температуры по длине трубы: воздуха 500°C, стенки 150°C.

Определить: характер потока и коэффициент теплоотдачи.

Для определения коэффициента теплоотдачи использовать формулу, соответствующую характеру потока.

Для ламинарного потока  $Nu_f = 0,13 \cdot Re_f^{0,33} \cdot Gr_f^{0,10}$ ;

для турбулентного  $Nu_f = 0,018 \cdot Re_f^{0,8}$ .

*Решение:* При температуре воздуха  $500^\circ\text{C}$ , которая является определяющей, определим физические свойства воздуха:

коэффициент теплопроводности  $\lambda_f = 5,74 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ ,

кинематическую вязкость  $\nu_f = 79,38 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ ,

коэффициент объемного расширения  $\beta_f = \frac{1}{500 + 273} = 0,00129 \text{К}^{-1}$ .

Эквивалентный диаметр  $d_э = \frac{4F}{\Pi} = \frac{4 \cdot 0,6 \cdot 0,2}{2(0,6 + 0,2)} = 0,3 \text{м}$ ,

где  $F$  – площадь сечения,  $\Pi$  – его периметр.

Определим критерий Рейнольдса  $Re_f = \frac{V \cdot d_э}{\nu_f} = \frac{12 \cdot 0,3}{79,38 \cdot 10^{-6}} = 45351,5$ . Таким образом режим течения устойчивый турбулентный и можно использовать критериальное уравнение вида  $Nu_f = 0,018 \cdot Re_f^{0,8}$ .

$$Nu_f = 0,018 \cdot 45351,5^{0,8} = 95,62$$

Требуемый коэффициент теплоотдачи будет равен:

$$\alpha = \frac{Nu_f \cdot \lambda_f}{d_э} = \frac{95,62 \cdot 0,0574}{0,3} = 18,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

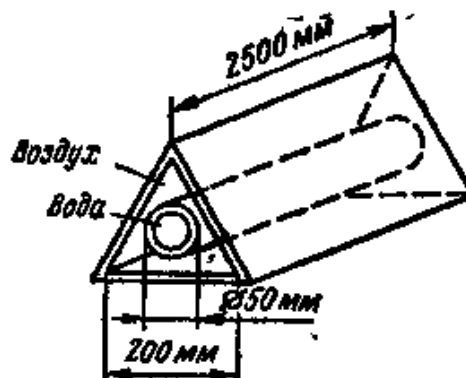


Рис. 2.

**Задача 3.** Для теплообменного устройства - труба в коробе с сечением равностороннего треугольника, изображенного на рис. 2, - найти коэффициент теплоотдачи горячим воздухом стенке внутренней трубы, по которой протекает вода. Температура воздуха на входе и выходе  $600$  и  $400^\circ\text{C}$ . Средняя скорость

воздуха 15 м/сек. Снаружи все устройство покрыто изоляцией. Для решения использовать одну из формул, приведенных в предыдущей задаче.

*Решение:* Определим характерную температуру  $t_f = \frac{600 + 400}{2} = 500^\circ\text{C}$ .

После чего определим физические свойства воздуха:

коэффициент теплопроводности  $\lambda_f = 5,74 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ ,

кинематическую вязкость  $\nu_f = 79,38 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ ,

коэффициент объемного расширения  $\beta_f = \frac{1}{500 + 273} = 0,00129 \text{К}^{-1}$ .

Определим критерий Рейнольдса  $Re_f = \frac{V \cdot d}{\nu_f} = \frac{15 \cdot 0,05}{79,38 \cdot 10^{-6}} = 9448,2$ . Таким образом режим течения устойчивый турбулентный и можно использовать критериальное уравнение вида  $Nu_f = 0,018 \cdot Re_f^{0,8}$ .

$$Nu_f = 0,018 \cdot 9448,2^{0,8} = 27,26$$

Требуемый коэффициент теплоотдачи будет равен:

$$\alpha = \frac{Nu_f \cdot \lambda_f}{d_3} = \frac{27,26 \cdot 0,0574}{0,05} = 31,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

## 2.4. Тепловое излучение

### Используемые термины:

Тепловое излучение; плотность потока собственного, эффективного и результирующего излучения; способность поглощательная, отражательная и пропускательная; степень черноты; приведенная степень черноты; законы излучения: Планка, Вина, Стефана-Больцмана.

### Задачи обучающие

**Задача 1.** Определить количество тепла, теряемого в час за счет лучеиспускания паропроводом без тепловой изоляции, проложенным внутри большого цехового помещения. Наружный диаметр паропровода 150 мм, длина 200 м. По паропроводу течет насыщенный пар давлением  $p_{\text{абс}} = 10$  бар, температура наружной поверхности труб паропровода на  $20^\circ\text{C}$  ниже температуры насыщения, температура воздуха в помещении  $25^\circ\text{C}$ . Коэффициент поглощения материала труб  $A = 0,45$ .

*Решение.* Температура насыщения при  $p_{\text{абс}} = 10$  бар равна  $t'' = 180^\circ\text{C}$  (см. таблицы насыщенных паров воды). Температура стенки  $t_1 = 180 - 20 = 160^\circ\text{C}$ . Коэффициент лучеиспускания паропровода равен  $C = A \cdot C_0 = 0,45 \cdot 5,67 = 2,55$  Вт/м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>. Теряемое тепло определим по формуле:

$$Q = C \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot F = 2,55 \left[ \left( \frac{433}{100} \right)^4 - \left( \frac{298}{100} \right)^4 \right] \cdot \pi \cdot 0,15 \cdot 200 = 65515 \text{ Вт}.$$

**Задача 2.** В сосуд Дюара налита жидкость, имеющая температуру  $t_f = 87^\circ\text{C}$ . Стенки сосуда посеребрены ( $\varepsilon = 0,02$ ). Температура внутренней стенки равна температуре жидкости, температура внешней стенки равна температуре наружной среды  $t_n = 17^\circ\text{C}$ . Полагая, что отражение между стенками зеркальное, определить толщину изоляционного слоя, которым можно было бы заменить посеребренные стенки, чтобы теплоизоляционные свойства остались без изменений. Материал слоя изоляции - шерстяной войлок (с  $\lambda = 0,055$  Вт/м·К).

*Решение:* Воспользуемся законом Стефана-Больцмана для вычисления плотности результирующего излучения между зеркальными стенками сосуда Дюара.

$$q = C_0 \cdot \varepsilon_{\text{пр}} \left[ \left( \frac{T_f}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 \right],$$

где  $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела,  $\varepsilon_{\text{пр}}$  – приведенная степень черноты системы тел, определяемая по уравнению

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)} = \frac{1}{\frac{1}{0,02} + \frac{1}{0,02} - 1} = 0,0101, \text{ так как } F_1 \approx F_2.$$

$$\text{Таким образом } q = 5,67 \cdot 0,0101 \left[ \left( \frac{87 + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{17 + 273}{100} \right)^4 \right] = 5,568 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Определим толщину изоляционного слоя, которым можно было бы заменить посеребренные стенки, чтобы теплоизоляционные свойства сосуда остались без изменений.

Величину плотности теплового потока в случае теплопроводности можно определить по закону Фурье, записанному для плоской стенки

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_f - t_n), \quad \text{откуда искомая толщина будет равна}$$

$$\delta = \frac{\lambda}{q}(t_f - t_H) = \frac{0,055}{5,568}(87 - 17) = 0,691 \text{ м.}$$

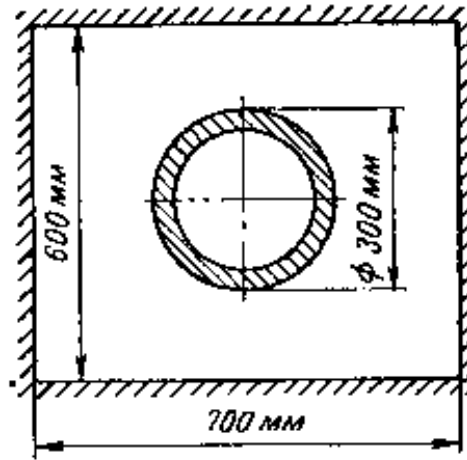


Рис. 1.

**Задача 3.** Найти потери тепла на излучение 1 м паропровода диаметром  $d = 300$  мм (рис. 1), наружная температура которого равна  $t_{w1} = 567^\circ\text{C}$ , степень черноты  $\varepsilon_{w1} = 0,93$  для случаев:

- а) обратным излучением среды на паропровод можно пренебречь;
- б) паропровод находится в канале прямоугольного сечения, стенки канала выложены сильно излучающим огнеупорным кирпичом ( $\varepsilon_{w2} = 0,80$ )  $t_{w2} = 117^\circ\text{C}$ .

*Решение:* Случай а)

$$q_1 = C_0 \cdot \varepsilon_{w1} \cdot \pi d \cdot \left[ \left( \frac{T_{w1}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{w2}}{100} \right)^4 \right] = 5,67 \cdot 0,93 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot \left[ \left( \frac{840}{100} \right)^4 - \left( \frac{390}{100} \right)^4 \right] = 23594 \text{ Вт.}$$

Случай б)

$$q_1 = C_0 \cdot \varepsilon_{\text{пр}} \cdot \pi \cdot d \cdot \left[ \left( \frac{T_{w1}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{w2}}{100} \right)^4 \right], \quad \text{где}$$

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{w1}} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_{w2}} - 1 \right)} = \frac{1}{\frac{1}{0,93} + \frac{0,942}{2,6} \left( \frac{1}{0,8} - 1 \right)} = 0,858$$

$$\text{так как } F_1 = \pi d \cdot 1 = 0,942 \text{ м}^2, \text{ а } F_2 = 2(0,6 + 0,7) \cdot 1 = 2,6 \text{ м}^2.$$

Тогда потери тепла будут равны

$$q_l = C_0 \cdot \varepsilon_{\text{пр}} \cdot \pi d \cdot \left[ \left( \frac{T_{w1}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{w2}}{100} \right)^4 \right] = 5,67 \cdot 0,858 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot \left[ \left( \frac{840}{100} \right)^4 - \left( \frac{390}{100} \right)^4 \right] = 21767 \text{ Вт.}$$

**Задача 4.** Насколько изменятся потери тепла на излучение паропровода (задача 3), если он покрыт изоляцией толщиной  $\delta=100\text{мм}$ , имеющей температуру наружной поверхности  $t_{w3} = 47^\circ\text{C}$ , а температура стенок канала во втором случае равна  $17^\circ\text{C}$ ? Остальные данные по задаче 3.

*Решение:*  $d_3 = d + 2\delta = 0,3 + 2 \cdot 0,1 = 0,5 \text{ м.}$

Случай а)

$$q_l = C_0 \cdot \varepsilon_{w1} \cdot \pi d_3 \cdot \left[ \left( \frac{T_{w1}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{w2}}{100} \right)^4 \right] = 5,67 \cdot 0,93 \cdot \pi \cdot 0,5 \cdot \left[ \left( \frac{320}{100} \right)^4 - \left( \frac{290}{100} \right)^4 \right] = 282,6 \text{ Вт.}$$

Случай б)

$$q_l = C_0 \cdot \varepsilon_{\text{пр}} \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \left[ \left( \frac{T_{w1}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{w2}}{100} \right)^4 \right], \quad \text{где}$$

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{w1}} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_{w2}} - 1 \right)} = \frac{1}{\frac{1}{0,93} + \frac{1,5708}{2,6} \left( \frac{1}{0,8} - 1 \right)} = 0,815$$

так как  $F_1 = \pi d_3 \cdot 1 = 1,5708 \text{ м}^2$ , а  $F_2 = 2(0,6 + 0,7) \cdot 1 = 2,6 \text{ м}^2$ .

Тогда потери тепла будут равны

$$q_l = C_0 \cdot \varepsilon_{\text{пр}} \cdot \pi d_3 \cdot \left[ \left( \frac{T_{w1}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{w2}}{100} \right)^4 \right] = 5,67 \cdot 0,815 \cdot \pi \cdot 0,5 \cdot \left[ \left( \frac{320}{100} \right)^4 - \left( \frac{290}{100} \right)^4 \right] = 247,7 \text{ Вт.}$$

## 2.5. Теплообменные аппараты

### Используемые термины:

Теплообменные аппараты: регенеративные, рекуперативные и смесительные; уравнение теплопередачи и уравнение теплового баланса рекуперативного теплообменника; тепловой расчет рекуперативных теплообменников; схемы движения теплоносителей в рекуперативных теплообменниках; средний логарифмический температурный напор.



**Задача 1.** В поверхностном маслоохладителе трансформаторное масло охлаждается с  $T_1' = 353\text{K}$  до  $T_1'' = 303\text{K}$ . Охлаждающая вода входит с температурой  $T_2' = 288\text{K}$ . Расходы масла и воды равны соответственно  $G_1 = 0,28$  кг/сек, и  $G_2 = 0,56$  кг/сек. Определить температуру воды на выходе из маслоохладителя. Среднюю массовую теплоемкость масла для данного интервала температур принять  $c_{p1} = 1,88$  кДж/(кг·К).

*Решение.* Запишем уравнение теплового баланса рекуперативного теплообменника  $Q = c_{p1}G_1(T_1' - T_1'') = c_{p2}G_2(T_2'' - T_2')$  из которого найдем температуру воды ( $T_2''$ ) на выходе из маслоохладителя.

$$T_2'' = \frac{c_{p1}G_1(T_1' - T_1'')}{c_{p2}G_2} + T_2' = \frac{1,88 \cdot 0,28(353 - 303)}{4,187 \cdot 0,56} + 288 = 299\text{K}.$$

**Задача 2.** В теплообменнике сухой насыщенный водяной пар давлением 4,75 бар конденсируется на внешней поверхности труб. Вода, движущаяся по трубам, нагревается от  $T_2' = 293\text{K}$  до  $T_2'' = 343\text{K}$ . Определить среднелогарифмический температурный напор.

Указание: Температуру греющего пара, постоянную по всей поверхности нагрева, найти по паровым таблицам.

*Решение.* Из таблиц насыщенного водяного пара следует, что при давлении 4,75 бар конденсирующийся водяной пар будет иметь температуру 423 К. Среднелогарифмический температурный напор определим по уравнению

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}}, \text{ где } \Delta T_{\max}, \Delta T_{\min} - \text{соответственно наибольшая и}$$

наименьшая разности температур в теплообменном аппарате.

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} = \frac{(423 - 293) - (423 - 343)}{\ln \frac{(423 - 293)}{(423 - 343)}} = \frac{130 - 80}{\ln \frac{130}{80}} = 103\text{K}$$

**Задача 3.** В воздухоподогревателе воздух нагревается от  $T_1' = 293\text{K}$  до  $T_1'' = 453\text{K}$ . При этом горячие газы охлаждаются с  $T_2' = 673\text{K}$  до  $T_2'' = 473\text{K}$ . Определить средние логарифмические температурные напоры для прямоточной и противоточной схем включения (рис.1). Сравнить их со среднеарифметическим напором.

*Решение.* Среднелогарифмический температурный напор определим по уравнению

$\Delta T = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}}$ , где  $\Delta T_{\max}$ ,  $\Delta T_{\min}$  - соответственно наибольшая и наименьшая разности температур в теплообменном аппарате.

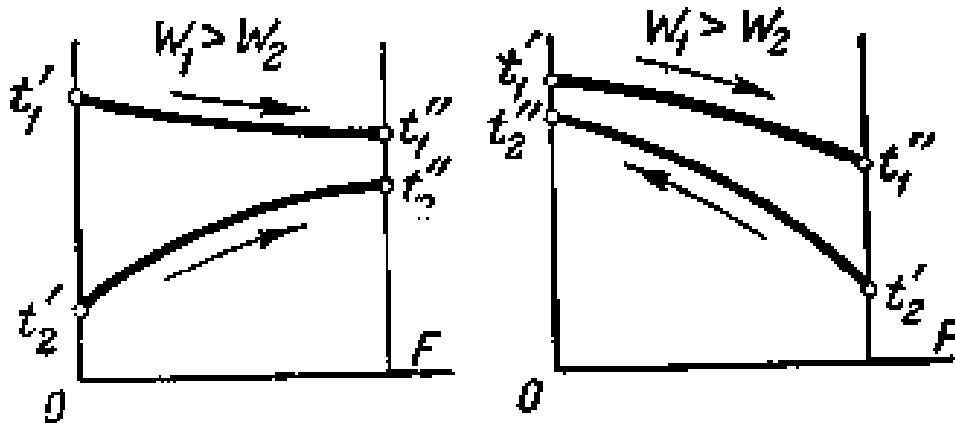


Рис. 1. Характер изменения температур теплоносителей при прямотоке и противотоке

1. Для прямоточной схемы движения теплоносителей

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} = \frac{(673 - 293) - (473 - 453)}{\ln \frac{673 - 293}{473 - 453}} = \frac{380 - 20}{\ln \frac{380}{20}} = 122\text{K}$$

2. Для противоточной схемы движения теплоносителей

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} = \frac{(673 - 453) - (473 - 293)}{\ln \frac{673 - 453}{473 - 293}} = \frac{220 - 180}{\ln \frac{220}{180}} = 199\text{K}$$

Среднеарифметический температурный напор.

$$\Delta T_m = (T_2' + T_2'')/2 - (T_1' + T_1'')/2 = (673 + 473)/2 - (293 + 453)/2 = 200\text{K}.$$

**Задача 4.** Определить требуемую поверхность рекуперативного теплообменника, в котором вода нагревается горячими газами. Расчет произвести для прямоточной и противоточной схем. Температура воды на входе и выходе теплообменника равна соответственно:  $t_1' = 10^\circ\text{C}$ ,  $t_1'' = 80^\circ\text{C}$ . Температура газов на входе и выходе теплообменника равна соответственно:  $t_2' = 300^\circ\text{C}$ ,  $t_2'' = 150^\circ\text{C}$ . Расход воды  $M = 1,4$  кг/с. Коэффициент теплопередачи  $K = 30 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$ . Удельная теплоемкость воды  $c_v = 4,187 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$ .

*Решение.* Определим средний логарифмический температурный напор.

1. Для прямоточной схемы движения теплоносителей

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} = \frac{(T_2' - T_1') - (T_2'' - T_1'')}{\ln \frac{(T_2' - T_1')}{(T_2'' - T_1'')}} = \frac{(300 - 10) - (150 - 80)}{\ln \frac{(300 - 10)}{(150 - 80)}} = \frac{290 - 70}{\ln \frac{290}{70}} = 155 \text{ K}$$

2. Для противоточной схемы движения теплоносителей

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} = \frac{(T_2' - T_1'') - (T_2'' - T_1')}{\ln \frac{(T_2' - T_1'')}{(T_2'' - T_1')}} = \frac{(300 - 80) - (150 - 10)}{\ln \frac{(300 - 80)}{(150 - 10)}} = \frac{220 - 140}{\ln \frac{220}{140}} = 177 \text{ K}$$

Тепловой поток, передаваемый в рекуперативном теплообменнике

$$Q = c_B M(t_1'' - t_1') = 4,187 \cdot 1,4(80 - 10) = 410,3 \text{ кВт.}$$

Потребная поверхность рекуперативного теплообменника в случае

$$\text{прямоточного движения теплоносителей} \quad F = \frac{Q}{K \cdot \Delta T} = \frac{410,3 \cdot 10^3}{30 \cdot 155} = 88,2 \text{ м}^2.$$

Потребная поверхность рекуперативного теплообменника в случае

$$\text{противоточного движения теплоносителей} \quad F = \frac{Q}{K \cdot \Delta T} = \frac{410,3 \cdot 10^3}{30 \cdot 177} = 77,3 \text{ м}^2.$$

Таким образом, противоточная схема движения теплоносителей выгоднее, за счет уменьшения габаритов и массы теплообменника.

**Задача 5.** Автомобильный радиатор, состоящий из овальных оребренных трубок сечением 13,5×2,4 мм, должен рассеивать 8,0 ккал тепла в секунду. Определить количество водяных трубок при длине их  $l=0,45\text{ м}$ , если коэффициент оребрения

$$\phi = \frac{F_2}{F_1} = 2,18,$$

где  $F_2$  - оребренная поверхность,  $\text{м}^2$ ;  $F_1$  - гладкая поверхность,  $\text{м}^2$ .

Коэффициент теплоотдачи водой стенке  $\alpha_1=2000 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$ , толщина стенки  $\delta=0,0003 \text{ м}$ , материал стенки медь  $\lambda=330 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$ , коэффициент теплоотдачи от стенки воздуху  $\alpha_2=160 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$ , средняя температура воды  $t_1 = 87,5^\circ\text{C}$ , воздуха  $t_2 = 37,5^\circ\text{C}$ .

*Решение.* Определяем коэффициент теплопередачи для ребристой поверхности:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2000} \cdot 2,18 + \frac{0,0003}{330} \cdot 2,18 + \frac{1}{160}} = 136 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}.$$

$$\text{Определяем ребристую поверхность} \quad F_2 = \frac{Q}{k(t_1 - t_2)} = \frac{8 \cdot 3600}{136 \cdot 50} = 4,25 \text{ м}^2.$$

$$\text{Общая поверхность водяных трубок составляет} \quad F_1 = \frac{F_2}{\phi} = \frac{4,25}{2,18} = 1,95 \text{ м}^2,$$

$$\text{поверхность одной трубки} \quad f = 2(0,0135 + 0,0024) \cdot 0,45 = 0,0143 \text{ м}^2.$$

Число трубок  $z = \frac{F_1}{f} = \frac{1,95}{0,0143} = 136,4.$

Располагая трубки в решетке радиатора в три ряда, принимаем  $z=138$  штук, чтобы расположить по 46 штук в одном ряду.

### 3. Тепловые машины

**Введение.** Важная роль в решении задач модернизации производства РФ принадлежит энергетике, в теоретическую базу которой входят термодинамика, теплотехника.

Такой раздел теплотехники, как тепловые машины, является теоретической основой ряда специальных дисциплин и играет определяющую роль при подготовке специалистов широкого профиля.

Для закрепления теоретических знаний, полученных на лекциях, в учебных программах предусмотрено проведение практических занятий и выполнение домашних заданий в рамках самостоятельной работы студента.

#### 3.1. Циклы паросиловых установок

##### Используемые термины

Установки паросиловые конденсационные; цикл Ренкина; термический КПД цикла.

##### Задачи обучающие

1. Определить термический к.п.д. паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина. Начальное давление пара  $p_1 = 3$  МПа; температура перегрева  $T_1 = 773$  К. Расчеты выполнить для конечного давления  $p_2 = 0,2$  МПа.

*Решение.* Термический к.п.д. цикла Ренкина определяется по формуле

$$\eta_t = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_3),$$

где  $h_1, h_2, h_3$  – значения энтальпии пара на входе в турбину, на выходе из нее и воды конденсата при  $p_2$  соответственно. Из таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара (см. Приложение) находим (кДж/кг):  $h_1 = 3456$ ;  $h_2 = 2754$ ;  $h_3 = 505$ .

К.п.д. цикла  $\eta_t = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_3) = (3456 - 2754)/(3456 - 505) = 0,237$ .

2. Что произойдет с термическим к.п.д. паросиловой установки, если при постоянном конечном давлении за турбиной  $p_2 = 0,005$  МПа и неизменной температуре перегрева пара  $T_1 = 823$  К в пределах допустимого изменения сухости пара в конце расширения увеличить первоначальное давление  $p_1$  перед турбиной с 3 МПа до 9 МПа? Решение выполнить с помощью  $h$ - $s$  диаграммы водяного пара.

*Решение.* Термический к.п.д. цикла Ренкина определяется по формуле

$$\eta_t = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_3),$$

где  $h_1, h_2, h_3$  – значения энтальпии пара перед турбиной, на выходе из нее и воды конденсата при  $p_2$  соответственно. Из  $h$ - $s$  диаграммы водяного пара (для  $p_1 = 3$  МПа) находим (кДж/кг):  $h_1 = 3570$ ;  $h_2 = 2250$ ;  $h_3 = 140$ .

К.п.д. цикла  $\eta_t = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_3) = (3570 - 2250)/(3570 - 140) = 0,385$ .

Для  $p_1 = 9$  МПа находим (кДж/кг):  $h_1 = 3510$ ;  $h_2 = 2070$ ;  $h_3 = 140$ .

К.п.д. цикла  $\eta_t = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_3) = (3510 - 2070)/(3510 - 140) = 0,427$ .

Таким образом, к.п.д. возрастет на 4,2%.

### Контрольная задача

3. Сколько потребуется пара и какое количество теплоты при этом будет затрачено на единицу работы паросиловой установки, работающей на перегретом водяном паре по циклу Ренкина. Параметры цикла:  $T_{\text{пер}} = 773$  К;  $p_1 = 5$  МПа;  $p_2 = 0,005$  МПа;  $x_2 = 0,822$ . Задачу решить либо с использованием таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара (см. Приложение), либо по  $h$ - $s$  диаграмме водяного пара.

*Решение.* Энтальпия пара в конце расширения  $h_2 = h'' \cdot x_2 + (1 - x_2) \cdot h_3' = 2561 \cdot 0,822 + (1 - 0,822) \cdot 137 = 2130$  кДж/кг,

где  $h_3' = c_{\text{ж}} \cdot t_n = 4,1686 \cdot 32,88 = 137$  кДж/кг – энтальпия конденсата, при температуре насыщения  $T_n = 32,88 + 273 = 305,88$  К.

Термический к.п.д. цикла  $\eta_t = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_3) = (3433 - 2130)/(3433 - 137) = 0,395$ .

Удельный расход пара на 1 кДж работы

$$d = 1000/(h_1 - h_2) = 1000/1303 = 0,762 \text{ кг/МДж}.$$

Удельный расход теплоты на 1 кДж работы

$$q = 1000/\eta_t = 1000/0,395 = 2531 \text{ кДж/МДж}.$$

## 3.2. Циклы тепловых двигателей с газообразным рабочим телом

### Используемые термины

Двигатели внутреннего сгорания; термический КПД; термодинамические циклы ДВС.

### Задачи обучающие

1. Провести термодинамический анализ цикла, изображенного на рис. 1. Цикл определен следующими данными: начальные параметры рабочего тела  $p_1 = 0,1$  МПа,  $t_1 = 10^\circ\text{C}$ , степень сжатия  $\varepsilon = v_1/v_2 = 7,5$ , давление  $p_3 = 6,4$  МПа, Рабочее тело – 1 кг сухого воздуха.

*Решение.* Основная задача термодинамического анализа цикла теплового двигателя заключается в оценке к. п. д. и полезной работы цикла. В

рассматриваемом случае необходимо определить термический к. п. д., так как задан термодинамический (т. е. обратимый) цикл.

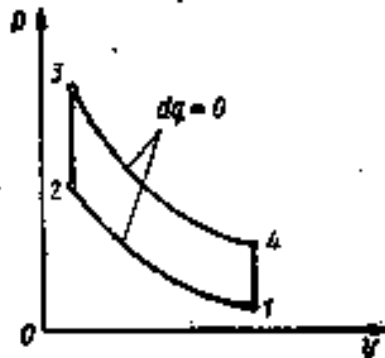


Рис. 1

На рис. 1 изображен термодинамический цикл двигателя внутреннего сгорания, работающего со сгоранием топлива при  $v = \text{const}$ . Термический к.п.д. этого цикла  $\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}$ . Для воздуха и двухатомных газов показатель адиабаты  $k = 1,41$ , следовательно,  $\eta_t = 1 - 1/7,5^{1,41-1} = 0,562$ .

Работа цикла  $l_{\text{ц}} = l_{3-4} - |l_{1-2}| = RT_3 \left[ 1 - (v_3/v_4)^{k-1} \right] / (k-1) - RT_2 \left[ 1 - (v_2/v_1)^{k-1} \right] / (k-1)$ .

В рассматриваемом цикле  $v_3/v_4 = v_2/v_1 = 1/\varepsilon$ .

Тогда  $l_{\text{ц}} = R(1 - 1/\varepsilon^{k-1})(T_3 - T_2)/(k-1)$ .

Из уравнения, изохоры 2-3  $T_3 = T_2 \cdot p_3/p_2$ . Из уравнения изобары 1-2

$T_2 = T_1(v_1/v_2)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}$ ;  $p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^k$ . Следовательно,

$l_{\text{ц}} = RT_1 \cdot \eta_t \cdot \varepsilon^{k-1} [p_3/(p_1 \varepsilon^k) - 1] / (k-1) = 0,287 \cdot 283 \cdot 0,562 \cdot 7,5^{1,41-1} [6,4/(0,1 \cdot 7,5^{1,41}) - 1] / (1,41-1) = 695,7 \text{ кДж/кг}$ .

Здесь  $R = 0,287 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$  - газовая постоянная сухого воздуха.

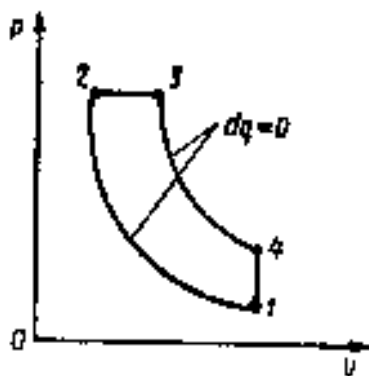


Рис. 2

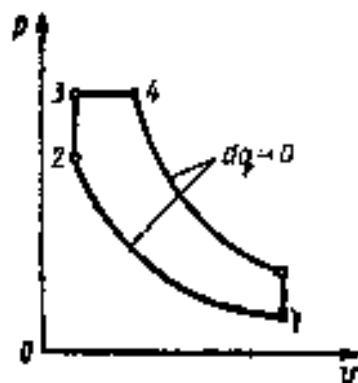


Рис. 3

2. Для цикла ДВС с подводом теплоты в процессе  $p = \text{const}$  (рис. 2) определить термический к.п.д.  $\eta_t$ , работу  $l_{\text{ц}}$  и подведенное количество теплоты  $q_{2-3}$ , если известно: рабочее тело - 1 кг сухого воздуха; параметры воздуха на входе в цилиндры  $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ ,  $t_1 = 0^\circ \text{C}$ ; давление в конце процесса подвода

теплоты  $p_3 = 5,2$  МПа; расширение рабочего тела происходит до давления  $p_4 = 0,4$  МПа.

*Решение.* На рис. 2 изображен термодинамический цикл двигателя внутреннего сгорания, работающего со сгоранием топлива при  $p = \text{const}$ .

Термический к.п.д. этого цикла  $\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$ ,

где  $\rho = v_3/v_2$  – степень предварительного расширения при  $p = \text{const}$ . Для воздуха и двухатомных газов показатель адиабаты  $k = 1,41$ .

Определим параметры рабочего тела в характерных точках.

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 273}{0,1 \cdot 10^6} = 0,7835 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \quad p_2 = p_3, \quad v_2 = v_1 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,7835 \left( \frac{0,1}{5,2} \right)^{\frac{1}{1,41}} = 0,0475 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{R} = \frac{5,2 \cdot 10^6 \cdot 0,0475}{287} = 860,6 \text{ К}, \quad v_4 = v_1, \quad v_3 = v_4 \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,7835 \left( \frac{0,4}{5,2} \right)^{\frac{1}{1,41}} = 0,1271 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}},$$

$$T_3 = T_2 \frac{v_3}{v_2} = 860,6 \frac{0,1271}{0,0475} = 2303 \text{ К}, \quad T_4 = \frac{p_4 \cdot v_4}{R} = \frac{0,4 \cdot 10^6 \cdot 0,7835}{287} = 1092 \text{ К}.$$

Здесь  $R = 0,287$  кДж/(кг·К) – газовая постоянная сухого воздуха.

Степень предварительного расширения  $\rho = v_3/v_2 = 0,1271/0,0475 = 2,676$ , степень сжатия  $\varepsilon = v_1/v_2 = 0,7835/0,0475 = 16,495$ .

$$\text{Термический к.п.д. цикла } \eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{2,676^{1,41} - 1}{1,41(2,676 - 1)} \cdot \frac{1}{16,495^{1,41-1}} = 0,597.$$

**Работа цикла**

$$l_{\text{ц}} = l_{3-4} + l_{2-3} - |l_{1-2}| = RT_3 \left[ 1 - (v_3/v_4)^{k-1} \right] / (k-1) + p_2(v_3 - v_2) - RT_2 \left[ 1 - (v_2/v_1)^{k-1} \right] / (k-1)$$

$$= 0,287 \cdot 2303 \left[ 1 - (0,1271/0,7835)^{0,41} \right] / 0,41 + 5,2 \cdot 10^3 (0,1271 - 0,0475) -$$

$$- 0,287 \cdot 860,6 \left[ 1 - (0,0475/0,7835)^{0,41} \right] / 0,41 = 849,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$\text{Подведенная теплота } q_1 = l_{\text{ц}} / \eta_t = 849,7 / 0,597 = 1423,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Иначе, зная  $R$  и  $k$  можно определить теплоемкости рабочего тела без учета влияния температуры:  $c_p = kR/(k-1) = 1,41 \cdot 0,287/0,41 = 0,987$  кДж/(кг·К);  $c_v = R/(k-1) = 0,287/0,41 = 0,700$  кДж/(кг·К). Тогда количество подведенной теплоты будет равно  $q_1 = c_p(T_3 - T_1) = 0,987(2303 - 860,6) = 1423,0$  кДж/(кг·К), а количество отведенной теплоты  $q_2 = c_v(T_4 - T_1) = 0,700(1092 - 273) = 573,3$  кДж/(кг·К). Работа цикла  $l_{\text{ц}} = q_1 - q_2 = 1423,3 - 573,3 = 849,7$  кДж/(кг·К).

### Контрольная задача

3. Для цикла ДВС со смешанным подводом теплоты (рис. 3) определить параметры  $p$ ,  $v$ ,  $T$  всех крайних точек процессов и термический к.п.д. по

следующим данным:  $p_1 = 0,1$  МПа;  $t_1 = 0^\circ\text{C}$ ;  $p_3 = 5$  МПа;  $p_4 = 0,25$  МПа; количество теплоты, подведенное в изобарном процессе,  $q_{2'-3} = 400$  кДж/кг; рабочее тело - 1 кг сухого воздуха. Газовая постоянная сухого воздуха  $R = 0,287$  кДж/(кг·К), показатель адиабаты  $k = 1,41$ . Удельные теплоемкости рабочего тела:  $c_p = 0,987$  кДж/(кг·К);  $c_v = 0,287/0,41 = 0,700$  кДж/(кг·К)

**Решение.** Определим параметры  $p, v, T$  всех крайних точек процессов.

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 273}{0,1 \cdot 10^6} = 0,7835 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \quad T_4 = T_1 \frac{p_4}{p_1} = 273 \frac{0,25}{0,1} = 682,5\text{K}, \quad v_4 = v_1 = 0,7835 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

$$v_3 = v_4 \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,7835 \left( \frac{0,25}{5} \right)^{\frac{1}{1,41}} = 0,0936 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \quad T_3 = \frac{p_3 \cdot v_3}{R} = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 0,0936}{287} = 1630,7\text{K}.$$

$$T_{2'} = T_3 - \frac{q_{2'-3}}{c_p} = 1630,7 - \frac{400}{0,987} = 1225,4\text{K}, \quad p_{2'} = p_3 = 5\text{МПа}, \quad v_{2'} = \frac{RT_{2'}}{p_{2'}} = \frac{287 \cdot 1225,4}{5 \cdot 10^6} =$$

$$= 0,07034 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \quad v_2 = v_{2'}, \quad p_2 = p_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^k = 0,1 \cdot 10^6 \left( \frac{0,7835}{0,07034} \right)^{1,41} = 3\text{МПа}, \quad T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{R} =$$

$$= \frac{3 \cdot 10^6 \cdot 0,07034}{287} = 733,5\text{K}.$$

Термический к.п.д. цикла со смешанным подводом теплоты

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_{2'} - T_2) + c_p(T_3 - T_{2'})} =$$

$$= 1 - \frac{0,7(682,5 - 273)}{0,7(1225,4 - 733,5) + 0,987(1630,7 - 1225,4)} = 0,615.$$

### 3.3. Циклы компрессорных машин

#### Используемые термины

Компрессорные машины; идеальный компрессор; работа сжатия и работа компрессора

#### Задачи обучающие

1. Идеальный одноступенчатый компрессор (рис. 1) всасывает  $100 \text{ м}^3/\text{ч}$  воздуха [ $k=1,41$ ,  $R=287$  Дж/(кг·К),  $c_p=1,005$  кДж/(кг·К)] при  $p_1=0,1$  МПа и  $t_1=27^\circ\text{C}$  и сжимает его до давления  $p_2=0,8$  МПа. Определить работу, затраченную на сжатие воздуха в компрессоре, отведенное количество теплоты и температуру воздуха для случаев: а) изотермического (I); б) адиабатного (II); в) политропного (III,  $n=1,2$ ) сжатия воздуха.





$$L_K = l_K \cdot G = -214 \cdot 116,14 = -24,85 \frac{\text{МДж}}{\text{ч}}.$$

$$\text{Конечная температура } T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} = 300 \left( \frac{0,8}{0,1} \right)^{(1,2-1)/1,2} = 424,3 \text{ К}.$$

Отведенное количество теплоты

$$Q = G \cdot c(T_2 - T_1) = G \cdot c_v \frac{k-n}{1-n} (T_2 - T_1) = G \frac{c_p}{k} \cdot \frac{k-n}{1-n} (T_2 - T_1) =$$

$$= 116,14 \cdot \frac{1,005}{1,41} \cdot \frac{1,41-1,2}{1-1,2} \cdot (424,3 - 300) = -10,8 \frac{\text{МДж}}{\text{ч}}.$$

2. В одноступенчатом компрессоре (рис. 1) сжимается воздух ( $k=1,41$ ), начальное давление которого  $p_1=0,098$  МПа и температура  $t_1=-10^\circ\text{C}$ . Определить максимально допустимое давление воздуха в цилиндре компрессора при: а) адиабатном (II) и б) политропном (III,  $n=1,25$ ) сжатии, если в обоих случаях максимальное давление ограничивается температурой вспышки масла, несколько превышающей  $165^\circ\text{C}$ .

*Решение.*

а) Максимально допустимое давление воздуха в цилиндре компрессора при адиабатном сжатии

$$p_2 = p_1 \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{k/(k-1)} = 0,098 \left( \frac{273+165}{273-10} \right)^{1,41/(1,41-1)} = 0,566 \text{ МПа}.$$

б) Максимально допустимое давление воздуха в цилиндре компрессора при политропном сжатии

$$p_2 = p_1 \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{n/(n-1)} = 0,098 \left( \frac{273+165}{273-10} \right)^{1,25/(1,25-1)} = 1,26 \text{ МПа}.$$

### Контрольная задача

3. Воздух изотермически сжимается в одноступенчатом идеальном компрессоре от  $p_1 = 0,1$  МПа,  $t_1 = 0^\circ\text{C}$  до  $p_2 = 0,4$  МПа. Объемная подача компрессора отнесенная к параметрам  $p_1$ ,  $t_1$  составляет  $V = 350 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Определить мощность, необходимую для привода компрессора.

*Решение.* Определим удельную работу сжатия компрессора

$$l_K = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = 0,287 \cdot 273 \ln \frac{0,4}{0,1} = 108,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Массовая подача компрессора, отнесенная к параметрам  $p_1$ ,  $t_1$  составит:

$$G = V \cdot \rho = V \frac{p_1}{RT_1} = \frac{350 \cdot 0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 273} = 0,124 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Мощность, необходимая для привода компрессора

$$N_K = l_K \cdot G = 108,6 \cdot 0,124 = 13,47 \text{ кВт}.$$

Решение в одну формулу

$$N_K = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \cdot V \cdot \frac{p_1}{RT_1} = V \cdot p_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{350 \cdot 0,1 \cdot 10^3}{3600} \cdot \ln \frac{0,4}{0,1} = 13,47 \text{ кВт}$$

### 3.4. Циклы газотурбинных установок

#### Используемые термины

Газотурбинные установки; циклы ГТУ с изобарным и изохорным подводом теплоты; термический КПД цикла.

#### Задачи обучающие

1. Определить термический к.п.д.  $\eta_t$ , относительный к.п.д.  $\eta_0 = \eta_t / \eta_K$  и работу цикла  $l_{\text{ц}}$  газотурбинной установки (ГТУ) с подводом теплоты по изобаре (рис. 1), если параметры рабочего тела на входе в компрессор  $p_1 = 0,1$  МПа,  $t_1 = 0^\circ\text{C}$ ; степень повышения давления в компрессоре  $\beta = p_2/p_1 = 9$ ; температура газов, поступающих на лопатки турбинного колеса,  $t_3 = 510^\circ\text{C}$ ; рабочее тело - 1 кг сухого воздуха,  $k=1,41$ ;  $c_p=1,005$  кДж/(кг·К).

*Решение.* Термический КПД цикла  $\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{9^{(1,41-1)/1,41}} = 0,472$ .

КПД ГТУ, если бы она работала по циклу КАРНО

$$\eta_K = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} = 1 - \frac{273}{510 + 273} = 0,651.$$

Относительный КПД  $\eta_0 = \eta_t / \eta_K = 0,472 / 0,651 = 0,725$ .

Определим температуры в характерных точках цикла

$$T_2 = T_1 \beta^{(k-1)/k} = 273 \cdot 9^{0,2908} = 517,2 \text{ К} \quad T_3 = 783 \text{ К}$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{1}{\beta} \right)^{(k-1)/k} = 783 \left( \frac{1}{9} \right)^{0,2908} = 413,3 \text{ К}.$$

Удельная работа цикла

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2 = c_p (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1) = 1,005(783 - 517,2) - 1,005(413,3 - 273) = 126 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

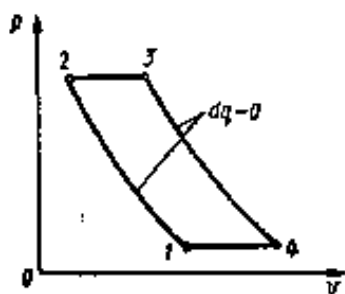


Рис. 1

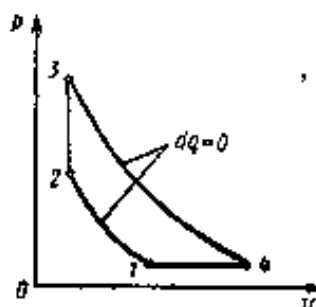


Рис. 2

2. В термодинамическом цикле ГТУ с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  (рис. 1) известны следующие параметры:  $t_1 = 17^\circ\text{C}$ ;  $\beta = p_2/p_1 = 3,5$ ;  $t_3 = 650^\circ\text{C}$ . Определить удельные индикаторный и эффективный расходы топлива в установке, если теплотворная способность топлива  $Q_p^H = 41\,000$  кДж/кг, расход воздуха  $M_B = 5000$  кг/ч, относительный индикаторный (внутренний) к.п.д. установки  $\eta_{0i} = 0,73$ , механический к.п.д.  $\eta_M = 0,88$ . При расчете пренебречь разницей в физических свойствах воздуха и продуктов сгорания топлива, а также количеством теплоты, идущим на нагревание топлива и стенок камеры сгорания, и потерями теплоты от неполноты сгорания топлива. Рабочее тело - 1 кг сухого воздуха,  $\kappa = 1,41$ ;  $c_p = 1,005$  кДж/(кг·К).

*Решение.* Определим температуры в характерных точках цикла

$$T_2 = T_1 \beta^{(k-1)/k} = 290 \cdot 3,5^{0,2908} = 417,5\text{K} \quad T_3 = 923\text{K}$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{1}{\beta} \right)^{(k-1)/k} = 923 \left( \frac{1}{3,5} \right)^{0,2908} = 641,2\text{K}.$$

Удельные количества подведенной и отведенной теплоты в цикле

$$q_{23} = c_p (T_3 - T_2) = 1,005(923 - 417,5) = 508 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$q_{41} = c_p (T_4 - T_1) = 1,005(641,2 - 290) = 353 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная работа цикла  $l_{ц} = q_{23} - q_{41} = 508 - 353 = 155 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$

Подведенное количество теплоты  $Q_{23} = q_{23} \cdot M_B = 508 \frac{5000}{3600} = 705,6 \text{ кВт}.$

Расход топлива  $B = \frac{3600 \cdot Q_{23}}{Q_p^H} = \frac{3600 \cdot 705,6}{41000} = 61,96 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$

Удельный индикаторный ( $g_i$ ) и эффективный ( $g_e$ ) расходы топлива в установке

$$g_i = \frac{B \cdot 3600}{l_{ц} \cdot M_B \cdot \eta_{0i}} = \frac{61,96 \cdot 3600}{155 \cdot 5000 \cdot 0,73} = 0,394 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}, \quad g_e = \frac{g_i}{\eta_M} = \frac{0,394}{0,88} = 0,448 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

### Контрольная задача

3. Определить параметры  $p$ ,  $v$ ,  $T$  крайних точек всех процессов, работу цикла  $l_{ц}$  и термический к.п.д.  $\eta_t$  цикла ГТУ с подводом теплоты по изохоре (рис. 2), если известны  $p_1 = 0,1$  МПа;  $t_1 = 0^\circ\text{C}$ ,  $p_2 = 0,95$  МПа;  $p_3 = 1,4$  МПа; рабочее тело - 1 кг сухого воздуха,  $\kappa = 1,41$ ;  $c_p = 1,005$  кДж/(кг·К).

*Решение.* Определим параметры  $p$ ,  $v$ ,  $T$  в крайних точках цикла

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 273}{0,1 \cdot 10^6} = 0,7835 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \quad T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} = 273 \left( \frac{0,95}{0,1} \right)^{(1,41-1)/1,41} = 525,4\text{K}.$$

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{287 \cdot 525,4}{0,95 \cdot 10^6} = 0,159 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \quad v_3 = v_2 = 0,159 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \quad T_3 = \frac{p_3 v_3}{R} = \frac{1,4 \cdot 10^6 \cdot 0,159}{287} = 774,3\text{K}.$$

$$p_4 = p_1 = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Па}, T_4 = T_3 \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{(k-1)/k} = 774,3 \left( \frac{0,1}{1,4} \right)^{0,2908} = 359,4 \text{ К},$$

$$v_4 = \frac{RT_4}{p_4} = \frac{287 \cdot 359,4}{0,1 \cdot 10^6} = 1,032 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Удельные количества подведенной и отведенной теплоты в цикле

$$q_{23} = \frac{c_p}{k} (T_3 - T_2) = \frac{1,005}{1,41} (774,3 - 525,4) = 177,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$q_{41} = c_p (T_4 - T_1) = 1,005 (359,4 - 273) = 86,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная работа цикла  $l_{\text{ц}} = q_{23} - q_{41} = 177,5 - 86,8 = 90,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$

Термический КПД цикла  $\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_{23}} = \frac{90,7}{177,5} = 0,511.$

### 3.5. Циклы холодильных машин

#### Используемые термины

Воздушные холодильные машины; цикл воздушной холодильной машины; холодильный коэффициент.

#### Задачи обучающие

1. В компрессор воздушной холодильной установки поступает воздух при  $p_0=0,1 \text{ МПа}$  и  $t_1=-15^\circ\text{C}$ . После адиабатного сжатия в компрессоре до  $p=0,6 \text{ МПа}$  воздух охлаждается в холодильнике водой до  $t_3=25^\circ\text{C}$ . В детандере воздух расширяется до начального давления и поступает в холодильную камеру, где нагревается до  $t_1=15^\circ\text{C}$ . Определить температуру воздуха, поступающего в холодильную камеру, работу, затраченную в цикле, удельную холодопроизводительность, холодильный коэффициент. [ $k=1,4$ ,  $c_{pm}=1,012 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ ].

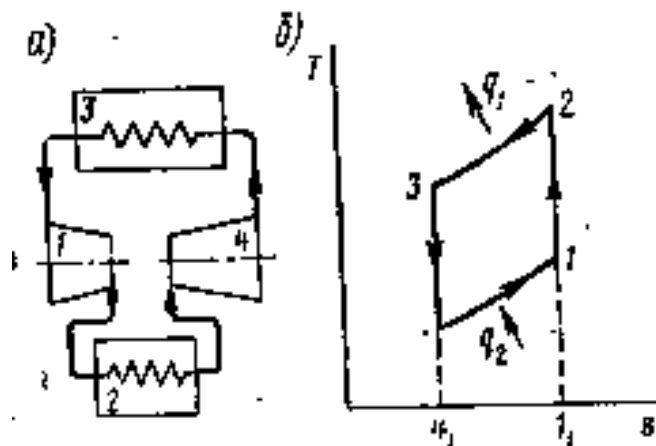


Рис. 1. а) - схема; б) - изображение цикла

*Решение.* Цикл рассматриваемой холодильной установки изображен на рис. 1. Температуру воздуха, поступающего в холодильную камеру, определим из соотношения между параметрами состояния в адиабатном процессе 3-4

$$p_1 = p_4 = p_0, \quad p_2 = p_3 = p, \quad T_4 = T_3 \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{(k-1)/k} = 298 \left( \frac{0,1}{0,6} \right)^{(1,4-1)/1,4} = 165 \text{ K}.$$

Температуру воздуха, сжатого в компрессоре, определим из соотношения между параметрами состояния в адиабатном процессе 1-2

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} = 256 \left( \frac{0,6}{0,1} \right)^{(1,4-1)/1,4} = 431 \text{ K}.$$

Работу, затраченную в компрессоре, вычисляем по уравнению

$$l_{\text{км}} = h_2 - h_1 = c_{\text{mp}}(T_2 - T_1) = 1,012(431 - 258) = 175 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Работу, полученную в детандере, вычисляем по уравнению

$$l_{\text{дт}} = h_3 - h_4 = c_{\text{mp}}(T_3 - T_4) = 1,012(298 - 165) = 135 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Работа, затраченная в цикле  $l_{\text{ц}} = l_{\text{км}} - l_{\text{дт}} = 175 - 135 = 40 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$

Удельную холодопроизводительность определяем по уравнению

$$q_0 = h_1 - h_4 = c_{\text{mp}}(T_1 - T_4) = 1,012(258 - 165) = 94,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Холодильный коэффициент  $\varepsilon = \frac{q_0}{l_{\text{ц}}} = \frac{94,1}{40} = 2,35.$

2. В воздушной холодильной машине масса циркулирующего воздуха  $m=5,19$  кг/с. В компрессор воздух поступает при  $p_0=0,12$  МПа и адиабатно сжимается до  $p=0,55$  МПа и температуры  $t_2=149^\circ\text{C}$ . В холодильнике воздух охлаждается до  $t_3=21^\circ\text{C}$ . Определить холодопроизводительность установки и холодильный коэффициент. [ $k=1,4$ ,  $c_{\text{pm}}=1,012$  кДж/(кг·К)].

*Решение.* Температуру воздуха на входе в компрессор определим из соотношения между параметрами состояния в адиабатном процессе 1-2

$$p_1 = p_4 = p_0, \quad p_2 = p_3 = p. \\ T_1 = T_2 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{(k-1)/k} = (273 + 149) \left( \frac{0,12}{0,55} \right)^{(1,4-1)/1,4} = 273,2 \text{ K}.$$

Температуру воздуха, поступающего в холодильную камеру, определим из соотношения между параметрами состояния в адиабатном процессе 3-4

$$T_4 = T_3 \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{(k-1)/k} = (273 + 21) \left( \frac{0,12}{0,55} \right)^{(1,4-1)/1,4} = 190,3 \text{ K}.$$

Удельную холодопроизводительность определяем по уравнению

$$q_0 = h_1 - h_4 = c_{mp}(T_1 - T_4) = 1,012(273,2 - 190,3) = 83,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Холодопроизводительность установки  $Q_0 = q_0 \cdot m = 83,9 \cdot 5,19 = 435,4 \text{ кВт}$ .

Работа, затраченная в цикле

$$l_{\text{ц}} = l_{\text{км}} - l_{\text{дт}} = (h_2 - h_1) - (h_3 - h_4) = c_{pm}(T_2 - T_1) - c_{pm}(T_3 - T_4) =$$

$$c_{pm}(T_2 - T_1 - T_3 + T_4) = 1,012(422 - 273,2 - 294 + 190,3) = 45,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Холодильный коэффициент  $\varepsilon = \frac{q_0}{l_{\text{ц}}} = \frac{83,9}{45,1} = 1,86$ .

3. Масса воздуха, циркулирующего в воздушной холодильной установке,  $m=2,58 \text{ кг/с}$ . Холодопроизводительность цикла  $q_0=73,9 \text{ кДж/кг}$ . В компрессор воздух поступает при давлении  $p_0=0,1 \text{ МПа}$  и температуре  $t_1=-12^\circ\text{C}$  и адиабатно сжимается до температуры  $t_2=141^\circ\text{C}$ . На входе в детандер воздух имеет температуру  $t_3=25^\circ\text{C}$ . Определить теоретическую мощность двигателя компрессора и детандера, холодопроизводительность установки и холодильный коэффициент. [ $k=1,4$ ,  $c_{pm}=1,012 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ ].

*Решение.* Холодопроизводительность установки определяем по уравнению

$$Q_0 = q_0 \cdot m = 73,9 \cdot 2,58 = 190,7 \text{ кВт}.$$

Температура воздуха, поступающего в холодильную камеру

$$T_4 = T_1 - \frac{q_0}{c_{pm}} = (273 - 12) - \frac{73,9}{1,012} = 188 \text{ К}.$$

Теоретическая мощность двигателя компрессора

$$N_{\text{км}} = m \cdot c_{pm}(T_2 - T_1) = 2,58 \cdot 1,012(414 - 261) = 399,4 \text{ кВт}.$$

Теоретическая мощность двигателя детандера

$$N_{\text{дт}} = m \cdot c_{pm}(T_3 - T_4) = 2,58 \cdot 1,012(298 - 188) = 287 \text{ кВт}.$$

Холодильный коэффициент  $\varepsilon = \frac{Q_0}{N_{\text{км}} - N_{\text{дт}}} = \frac{190,7}{399,4 - 287,0} = 1,70$ .

### Контрольная задача

4. Холодопроизводительность воздушной холодильной установки  $Q_0=26,4 \text{ кВт}$ . В компрессор воздух поступает при  $p_0=0,09 \text{ МПа}$  и  $t_1=-18^\circ\text{C}$  и адиабатно сжимается до  $p=0,65 \text{ МПа}$ . В детандер воздух поступает при температуре  $t_3=23^\circ\text{C}$ . Определить массовый расход циркулирующего воздуха, теоретическую мощность двигателей компрессора и детандера, холодильный коэффициент. [ $k=1,4$ ,  $c_{pm}=1,012 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ ].

*Решение.* Температуру воздуха, сжатого в компрессоре, определим из соотношения между параметрами состояния в адиабатном процессе 1-2

$$p_1 = p_4 = p_0, \quad p_2 = p_3 = p, \quad T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} = (273 - 18) \left( \frac{0,65}{0,09} \right)^{(1,4-1)/1,4} = 448,6 \text{ К.}$$

Температуру воздуха, поступающего в холодильную камеру, определим из соотношения между параметрами состояния в адиабатном процессе 3-4

$$T_4 = T_3 \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{(k-1)/k} = (273 + 23) \left( \frac{0,09}{0,65} \right)^{(1,4-1)/1,4} = 168,3 \text{ К.}$$

Удельную холодопроизводительность определяем по уравнению

$$q_0 = h_1 - h_4 = c_{mp} (T_1 - T_4) = 1,012(255 - 168,3) = 87,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Массовый расход циркулирующего воздуха  $m = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{26,4}{87,8} = 0,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$

Теоретическая мощность двигателя компрессора

$$N_{\text{км}} = m \cdot c_{pm} (T_2 - T_1) = 0,3 \cdot 1,012(448,6 - 255) = 58,8 \text{ кВт.}$$

Теоретическая мощность двигателя детандера

$$N_{\text{дт}} = m \cdot c_{pm} (T_3 - T_4) = 0,3 \cdot 1,012(296 - 168,3) = 38,8 \text{ кВт.}$$

Холодильный коэффициент  $\varepsilon = \frac{Q_0}{N_{\text{км}} - N_{\text{дт}}} = \frac{26,4}{58,8 - 38,8} = 1,32.$

5. Провести термодинамический расчет цикла Карно воздушной холодильной установки (рис. 2). Установка предназначена для поддержания в помещении температуры  $20^\circ\text{C}$  при температуре окружающей среды  $38^\circ\text{C}$ . Из эксплуатационных соображений давление в воздушных магистралях не должно превышать  $500 \text{ кПа}$ , а давление воздуха на входе в компрессор  $98 \text{ кПа}$ . Определить параметры цикла, холодильный коэффициент, холодильную мощность и мощность привода компрессора, если расход воздуха при н.у. составляет  $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Принять массовую теплоемкость воздуха  $c_p = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ , а показатель адиабаты  $k = 1,41$ . Газовая постоянная воздуха равна  $287 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

*Решение.* Дано:  $p_1 = 98 \text{ кПа}$ ,  $T_1 = T_4 = 293 \text{ К}$ ,  $T_2 = T_3 = 311 \text{ К}$ ,  $p_3 = 500 \text{ кПа}$ .

Нормальные условия  $p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$  ( $p_0 = 101325 \text{ Па}$ ),  $t_0 = 0^\circ\text{C}$  ( $273,15 \text{ К}$ ).

Массовый расход воздуха  $G = \frac{p_0 V_0}{RT_0} = \frac{101325 \cdot 3000}{287 \cdot 273} = 3880 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$

Определим параметры цикла.



$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 293}{98000} = 0,858 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \quad p_2 = p_1 \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 98 \left( \frac{311}{293} \right)^{\frac{1,41}{1,41-1}} = 120,3 \text{ кПа},$$

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{287 \cdot 311}{120300} = 0,742 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \quad v_3 = \frac{RT_3}{p_3} = \frac{287 \cdot 311}{500000} = 0,1785 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}},$$

$$p_4 = p_3 \left( \frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 500 \left( \frac{293}{311} \right)^{\frac{1,41}{1,41-1}} = 407,3 \text{ кПа}, \quad v_4 = \frac{RT_4}{p_4} = \frac{287 \cdot 293}{407300} = 0,206 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Холодильный коэффициент  $\varepsilon = \frac{T_{\min}}{T_{\max} - T_{\min}} = \frac{293}{311 - 293} = 16,3$ .

Удельная холодопроизводительность

$$q_0 = q_2 = RT_1 \ln \frac{v_1}{v_4} = 287 \cdot 293 \cdot \ln \frac{0,858}{0,206} = 119,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Количество отведенной теплоты в цикле

$$q_1 = RT_2 \ln \frac{v_2}{v_3} = 287 \cdot 311 \cdot \ln \frac{0,742}{0,1785} = 127,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная работа затраченная в компрессоре  $l_K$  и полученная в детандере  $l_D$

$$|l_K| = l_D = c_p (T_2 - T_1) = 1,005 (311 - 293) = 18,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Работа цикла  $l_{\text{ц}} = q_1 - q_2 = 127,2 - 119,9 = 7,3 \text{ кДж/кг}$ .

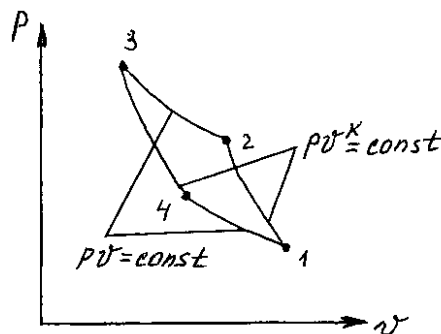


Рис. 2

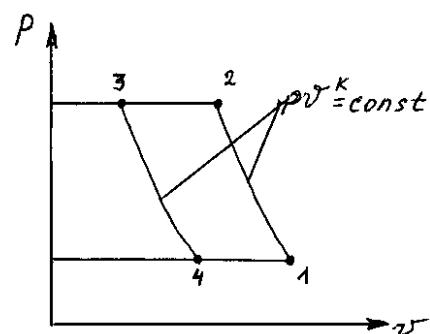


Рис. 3.

6. Для воздушной холодильной машины, цикл которой изображен на рис. 3, служащей для охлаждения помещения до  $-5^\circ\text{C}$ , определить удельные значения работы: затраченной на привод компрессора, производимой в детандере и затраченной на охлаждение. Определить также холодильный коэффициент и удельную холодильную производительность. Известно, что сжатие в компрессоре происходит до  $p_1 = 300 \text{ кПа}$  и расширение в пневматическом двигателе до  $p_2 = 98 \text{ кПа}$ . Температура охлаждающей воды равна  $20^\circ\text{C}$ . Принять массовую теплоемкость воздуха  $c_p = 1,005 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ , а показатель адиабаты  $k = 1,41$ .

**Решение.** Дано:  $p_2 = p_3 = 300 \text{ кПа}$ ,  $T_1 = 268\text{K}$ ,  $T_3 = 293\text{K}$ ,  $p_1 = p_4 = 98 \text{ кПа}$ .  
Температура воздуха после сжатия в компрессоре

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} = 268(300/98)^{(1,41-1)/1,41} = 371\text{K}.$$

Температура воздуха после расширения в детандере  $T_4 = T_3 \frac{T_1}{T_2} = 293 \frac{268}{371} = 211,7\text{K}$ .

Удельная работа, затраченная на привод компрессора  $l_K$  и полученная в детандере  $l_D$

$$l_K = c_p(T_2 - T_1) = 1,005(371 - 268) = 103,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$l_D = c_p(T_3 - T_4) = 1,005(293 - 211,7) = 81,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная холодопроизводительность  $q_2$  и отведенная теплота в цикле  $q_1$

$$q_2 = c_p(T_1 - T_4) = 1,005(268 - 211,7) = 56,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$q_1 = c_p(T_2 - T_3) = 1,005(371 - 293) = 78,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Работа цикла  $l_{\text{ц}} = l_K - l_D = q_1 - q_2 = 78,5 - 56,5 = 22 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

Холодильный коэффициент  $\varepsilon = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}} = \frac{56,5}{22} = 2,57$ .

7. Какую массу льда с температурой  $-5^\circ\text{C}$  можно получить из воды, имеющей температуру  $15^\circ\text{C}$ , с помощью воздушной холодильной машины, если поступающий в компрессор воздух при температуре  $t_1 = -12^\circ\text{C}$  и давлении  $p_1 = 0,1$  МПа адиабатно сжимается в нем до давления  $p_2 = 0,5$  МПа? Сжатый воздух охлаждается в холодильнике до температуры  $t_3 = 18^\circ\text{C}$ . Холодильная машина расходует  $1200 \text{ м}^3/\text{ч}$  воздуха (отнесенного к н.у.). Определить холодильный коэффициент и мощность привода компрессора. При расчетах принять теплоту плавления льда  $330,7 \text{ кДж/кг}$ , удельную теплоемкость льда равной  $2,09 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ , теплоемкость воды равной  $4,187 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ . Принять массовую теплоемкость воздуха  $c_p = 1,005 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ , а показатель адиабаты  $k = 1,41$ .

*Решение.* Температура воздуха после сжатия в компрессоре

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} = 261(0,5/0,1)^{(1,41-1)/1,41} = 413\text{K}.$$

Температура воздуха после расширения в детандере  $T_4 = T_3 \frac{T_1}{T_2} = 291 \frac{261}{413} = 184\text{K}$ .

Количество теплоты, которое необходимо отнять у воды для получения  $1 \text{ кг}$  льда

$$q = c_{\text{в}}(t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}}) + q_{\text{пл}} + c_{\text{л}}(t_{1\text{л}} - t_{2\text{л}}) = 4,187(15 - 0) + 330,7 + 2,09[0 - (-5)] = 404,0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Холодильная мощность машины

$$Q_0 = C_p' V_B(T_1 - T_4) = 1,298 \cdot 1200(261 - 184) = 119,9 \text{ МДж/ч}.$$

Здесь  $c'_p = 1,298 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$  - объемная теплоемкость воздуха при н.у.

Масса льда, получаемого в 1 ч,  $M_{\text{л}} = Q_0/q = 119,9 \cdot 10^3/404 = 296,8 \text{ кг/ч}$ .

Холодильный коэффициент  $\varepsilon = T_1/(T_2 - T_1) = 261/(413 - 261) = 1,72$ .

Мощность привода компрессора  $N = Q_0/(3600 \cdot \varepsilon) = 119,9 \cdot 10^3/(3600 \cdot 1,72) = 19,36 \text{ кВт}$ .

8. Определить расход воздуха и мощность, необходимую для привода компрессора воздушной холодильной машины, если требуется изготовить искусственный лед толщиной 10 см для катка размером 100×300м за 5 дней. Известно, что воздушная холодильная машина производит лед при температуре  $-5^\circ\text{C}$  из воды с температурой  $7^\circ\text{C}$ . Воздух засасывается в компрессор при температуре окружающей среды -  $18^\circ\text{C}$  и давлении 0,0985 МПа и сжимается до 0,6 МПа, Температура воздуха после охлаждения в холодильнике  $22^\circ\text{C}$ . При расчетах принять плотность льда  $920 \text{ кг/м}^3$  и теплоту плавления льда  $330,7 \text{ кДж/кг}$ , удельную теплоемкость льда равной  $2,09 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ , теплоемкость воды равной  $4,187 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ . Принять массовую теплоемкость воздуха  $c_p = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ , а показатель адиабаты  $k = 1,41$ .

*Решение.* Температура воздуха после сжатия в компрессоре

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} = (273 - 18)(0,6/0,0985)^{(1,41-1)/1,41} = 431,3 \text{ К}.$$

Температура воздуха после расширения в детандере

$$T_4 = T_3 \frac{T_1}{T_2} = (273 + 22) \frac{255}{431,3} = 174,4 \text{ К}.$$

Масса льда  $m = 0,1 \cdot 100 \cdot 300 \cdot 920 = 2760000 \text{ кг}$ .

Мощность холодильной машины

$$Q_0 = m[c_p(7 - 0) + c_{\text{л}}(0 - (-5)) + q_{\text{пл}}]/\tau = \\ 276 \cdot 10^4 (4,187 \cdot 7 + 2,09 \cdot 5 + 330,7)/5 \cdot 24 \cdot 3600 = 2367 \text{ кВт}.$$

Удельная работа затраченная в компрессоре  $l_K$  и полученная в детандере  $l_D$

$$l_K = c_p(T_2 - T_1) = 1,005(431,3 - 255) = 177,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$l_D = c_p(T_3 - T_4) = 1,005(295 - 174,4) = 121,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная холодопроизводительность  $q_2$  и отведенная теплота в цикле  $q_1$

$$q_2 = c_p(T_1 - T_4) = 1,005(255 - 174,4) = 81 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$q_1 = c_p(T_2 - T_3) = 1,005(431,3 - 295) = 137 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Работа цикла  $l_{\text{ц}} = l_K - l_D = q_1 - q_2 = 137 - 81 = 56 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

Расход воздуха  $V_B = \frac{Q_0}{c'_p(T_1 - T_4)} = \frac{2367}{1,298(255 - 174,4)} = 22,625 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 81450 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$ .

Здесь  $C_p' = 1,298 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$  - объемная теплоемкость воздуха при н.у.

Массовый расход воздуха  $G_B = \frac{Q_0}{c_p(T_1 - T_4)} = \frac{2367}{1,005(255 - 174,4)} = 29,221 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ .

Мощность, необходимая для привода компрессора воздушной холодильной машины  $N_K = l_K \cdot G_B = 177,2 \cdot 29,221 = 5178 \text{ кВт}$ .