

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**  
**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ**  
**«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**  
**КАФЕДРА ФИЗИКИ**

**ФРОНТАЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ**  
**по дисциплине «Техническая термодинамика»**  
**Компрессоры, двигатели, циклы**

*для студентов специальности*  
*1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция*  
*и охрана воздушного бассейна»*  
*дневной и заочной форм обучения*

Брест 2019

УДК 620.1.016.7 (075.8)

Методическое пособие предназначено для студентов специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» дневной и заочной форм обучения, изучающих дисциплину «Техническая термодинамика». Содержит ряд фронтальных задач для решения на практических занятиях или для самостоятельной работы студентов. Пособие включает комплексные задания, которые обеспечивают изучение в соответствии с учебной программой дисциплины следующих тем: «Компрессоры», «Двигатели внутреннего сгорания», «Циклы газотурбинных установок», «Циклы паротурбинных установок».

Составители: Т. Л. Кушнер, канд. физ.-мат. наук, доцент  
М. М. Барковская, канд. физ.-мат. наук

Рецензент: И. А. Солодухин, кандидат физ.-мат. наук, доцент  
кафедры общей физики учреждения образования  
«Белорусский государственный университет»

## Содержание

Тема: Компрессоры .....	4
Тема: Циклы тепловых двигателей .....	8
Тема: Циклы паросиловых установок .....	9
ПРИЛОЖЕНИЕ 1 .....	10
ПРИЛОЖЕНИЕ 2 .....	13
ПРИЛОЖЕНИЕ 3 .....	16
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	19

## Тема: Компрессоры

**Задание 1.** Компрессор за час всасывает  $V_1$  воздуха при давлении  $p_1$  и температуре  $t_1$ . Конечное давление воздуха в компрессоре составляет  $p_2$ . Для охлаждения компрессора используется водяная рубашка. Определите:

а) теоретическую мощность двигателя, необходимую для привода компрессора;

б) расход охлаждающей воды, если ее температура может повыситься на  $\Delta t$ .

Расчеты произведите для изотермического, адиабатного и политропного сжатия. Показатель политропы примите равным  $n$ , а показатель адиабаты 1,4. Теплоемкость воды считайте равной  $c_b=4,19$  кДж/(кг·°С), а среднюю теплоемкость воздуха  $c_v=0,723$  кДж/(кг·°С).

При решении задачи воспользуйтесь приложением 1.

Номер вар-та	$V_1, \text{ м}^3/\text{ч}$	$p_1, \text{ МПа}$	$p_2, \text{ МПа}$	$t_1, \text{ С}$	$\Delta t, \text{ }^\circ\text{С}$	$n$
1	750	0,10	0,35	18	26	1,1
2	700	0,11	0,44	19	25	1,2
3	650	0,12	0,60	20	24	1,3
4	600	0,10	0,45	21	23	1,2
5	550	0,11	0,66	16	22	1,3
6	500	0,12	0,66	17	21	1,1
7	450	0,10	0,65	18	20	1,3
8	400	0,11	0,77	19	19	1,2
9	350	0,12	0,90	20	18	1,1
10	300	0,10	0,80	21	17	1,2
11	250	0,11	0,99	22	16	1,3
12	200	0,12	1,02	23	15	1,2
13	150	0,10	0,95	24	14	1,3
14	100	0,11	1,10	25	13	1,1
15	750	0,12	1,32	26	26	1,3
16	700	0,10	1,20	27	25	1,2
17	650	0,11	0,55	16	24	1,1
18	600	0,12	0,54	17	23	1,2
19	550	0,10	0,55	18	22	1,3
20	500	0,11	0,88	19	21	1,2
21	450	0,12	0,72	20	20	1,3
22	400	0,10	0,75	21	19	1,1
23	350	0,11	1,21	22	18	1,3
24	300	0,12	0,84	23	17	1,2
25	250	0,10	0,85	24	16	1,2
26	200	0,11	1,32	25	15	1,3
27	150	0,12	0,78	26	14	1,1
28	100	0,10	0,80	27	13	1,2

**Задание 2.** Одноступенчатый компрессор, имеющий относительную величину вредного пространства  $a$ , сжимает за час объем воздуха  $V_1$  от давления  $p_1$  и температуры  $t_1$  до давления  $p_2$ . Сжатие и расширение воздуха совершаются по политропе с показателем  $n$ . Эффективный КПД компрессора равен  $\eta_k$ .

Используя приведенные теоретические сведения и, там, где это необходимо, уравнения Пуассона, определите:

- а) объемный КПД компрессора;
- б) действительную мощность, потребляемую двигателем компрессора.

При решении задачи воспользуйтесь приложением 1.

Номер вар-та	$V_1, \text{ м}^3/\text{ч}$	$p_1, \text{ МПа}$	$p_2, \text{ МПа}$	$t_1, \text{ С}$	$a$	$n$	$\eta_k$
1	750	0,10	0,35	18	0,01	1,1	0,95
2	700	0,11	0,44	19	0,02	1,2	0,90
3	650	0,12	0,60	20	0,03	1,3	0,85
4	600	0,10	0,45	21	0,04	1,2	0,80
5	550	0,11	0,66	16	0,05	1,3	0,75
6	500	0,12	0,66	17	0,01	1,1	0,70
7	450	0,10	0,65	18	0,03	1,3	0,65
8	400	0,11	0,77	19	0,06	1,2	0,70
9	350	0,12	0,90	20	0,02	1,1	0,95
10	300	0,10	0,80	21	0,06	1,2	0,90
11	250	0,11	0,99	22	0,03	1,3	0,85
12	200	0,12	1,02	23	0,05	1,2	0,80
13	150	0,10	0,95	24	0,02	1,3	0,75
14	100	0,11	1,10	25	0,01	1,1	0,70
15	750	0,12	1,32	26	0,04	1,3	0,65
16	700	0,10	1,20	27	0,05	1,2	0,70
17	650	0,11	0,55	16	0,04	1,1	0,95
18	600	0,12	0,54	17	0,01	1,2	0,90
19	550	0,10	0,55	18	0,04	1,3	0,85
20	500	0,11	0,88	19	0,03	1,2	0,80
21	450	0,12	0,72	20	0,03	1,3	0,75
22	400	0,10	0,75	21	0,06	1,1	0,70
23	350	0,11	1,21	22	0,01	1,3	0,65
24	300	0,12	0,84	23	0,05	1,2	0,95
25	250	0,10	0,85	24	0,02	1,2	0,85
26	200	0,11	1,32	25	0,04	1,3	0,80
27	150	0,12	0,78	26	0,02	1,1	0,75
28	100	0,10	0,80	27	0,03	1,2	0,70

**Задание 3.** Воздух при давлении  $p_1$  и температуре  $t_1$  необходимо сжать адиабатически до давления  $p_2$ . Относительная величина вредного пространства компрессора равна  $a$  %. Рассматривая сжатие воздуха в одноступенчатом и двухступенчатом компрессоре, определите:

- а) температуру воздуха в конце сжатия;
- б) теоретическую работу компрессора;
- в) объемный КПД компрессора.

Считайте, что в двухступенчатом компрессоре применяется промежуточное охлаждение воздуха до начальной температуры.

Оценив полученные результаты, сравните эффективность двух видов сжатия.

При решении задачи воспользуйтесь приложением 1.

Номер вар-та	$p_1$ , МПа	$p_2$ , МПа	$t_1$ , С	$a$ , %	$k$
1	0,10	0,80	18	1	1,3
2	0,11	0,99	19	2	1,4
3	0,12	0,60	20	3	1,3
4	0,10	0,90	21	4	1,4
5	0,11	0,88	16	5	1,3
6	0,12	0,72	17	6	1,4
7	0,10	0,80	18	7	1,3
8	0,11	0,77	19	8	1,4
9	0,12	0,84	20	9	1,3
10	0,10	0,70	21	1	1,4
11	0,11	0,66	22	2	1,3
12	0,12	0,96	23	3	1,4
13	0,10	0,60	24	4	1,3
14	0,11	0,77	25	5	1,4
15	0,12	0,96	26	6	1,3
16	0,10	0,70	27	7	1,4
17	0,11	0,99	16	8	1,3
18	0,12	0,84	17	9	1,4
19	0,10	0,80	18	1	1,3
20	0,11	0,88	19	2	1,4
21	0,12	0,84	20	3	1,3
22	0,10	0,90	21	4	1,4
23	0,11	0,55	22	5	1,3
24	0,12	0,72	23	6	1,4
25	0,10	0,50	24	7	1,3
26	0,11	0,88	25	8	1,4
27	0,12	0,60	26	9	1,3
28	0,10	0,90	27	1	1,4

**Задание 4.** Для двигателя с воспламенением от сжатия необходим трехступенчатый компрессор, подающий массу  $G$  некоторого газа в час при давлении  $p_k$ . Определите:

- а) значения давлений на входе и выходе каждой ступени;
- б) теоретическую мощность компрессора.

Считайте, что сжатие происходит адиабатически с показателем адиабаты  $k$ , а температура и давление в начале сжатия равны соответственно  $t_1$  и  $p_1$ .

При решении задачи воспользуйтесь приложением 1.

Номер вар-та	$G$ , кг/ч	$p_1$ , МПа	$p_k$ , МПа	$t_1$ , С	$k$
1	450	0,10	8,0	18	1,4
2	400	0,11	8,1	19	1,3
3	350	0,12	8,2	20	1,7
4	300	0,10	8,3	21	1,7
5	250	0,11	8,4	16	1,4
6	200	0,12	8,5	17	1,3
7	450	0,10	8,6	18	1,7
8	400	0,11	8,7	19	1,3
9	350	0,12	8,8	20	1,4
10	300	0,10	8,9	21	1,3
11	250	0,11	8,0	22	1,7
12	200	0,12	8,1	23	1,7
13	450	0,10	8,2	24	1,4
14	400	0,11	8,3	25	1,3
15	350	0,12	8,4	26	1,4
16	300	0,10	8,5	27	1,3
17	250	0,11	8,6	16	1,7
18	200	0,12	8,7	17	1,7
19	450	0,10	8,8	18	1,4
20	400	0,11	8,9	19	1,3
21	350	0,12	8,0	20	1,7
22	300	0,10	8,1	21	1,3
23	250	0,11	8,2	22	1,4
24	200	0,12	8,3	23	1,3
25	450	0,10	8,4	24	1,7
26	400	0,11	8,5	25	1,3
27	350	0,12	8,6	26	1,4
28	300	0,10	8,7	27	1,7

## Тема: Циклы тепловых двигателей

**Задание:** Рассчитайте цикл поршневого двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты, если воздух (вместе с горючим топливом) как рабочее тело имеет параметры и характеристики, указанные ниже. Расширение и сжатие осуществляется в политропных процессах с показателем  $n_1$  и  $n_2$  соответственно. Определите:

- а) параметры состояния рабочего тела в характерных точках цикла;
- б) работу расширения, сжатия и полезную работу цикла;
- в) удельные количества подведенной и отведенной теплоты;
- г) изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии в процессах цикла;
- д) термический КПД цикла и сравните его с циклом Карно.

При решении задачи воспользуйтесь приложением 2.

Номер вар-та	Начальные параметры цикла		Показатели политропы		Характеристики цикла		
	$p_1, 10^5 \text{ Па}$	$T_1, \text{ К}$	$n_1$	$n_2$	$E$	$\lambda$	$\rho$
1	0,8	250	1,41	1,35	14	1,3	2,2
2	0,9	260	1,32	1,40	15	1,4	2,1
3	1,0	270	1,37	1,42	16	1,5	2,0
4	1,1	280	1,38	1,30	17	1,6	1,9
5	1,15	290	1,34	1,36	16	1,7	1,8
6	1,2	300	1,35	1,41	17	1,8	1,7
7	1,25	310	1,30	1,39	18	1,7	1,6
8	1,3	320	1,39	1,37	19	1,6	1,5
9	1,35	245	1,41	1,38	20	1,5	1,4
10	1,4	255	1,33	1,31	21	1,4	1,3
11	0,85	265	1,36	1,32	22	1,3	1,4
12	0,95	275	1,40	1,33	14	1,2	1,5
13	1,05	285	1,31	1,40	15	1,4	1,6
14	1,45	295	1,31	1,42	14	1,6	1,7
15	0,8	305	1,41	1,34	15	1,8	1,8
16	0,85	315	1,32	1,38	18	1,3	1,9
17	0,9	325	1,37	1,41	19	1,5	2,0
18	0,95	243	1,38	1,36	18	1,7	2,1
19	1,0	253	1,34	1,40	19	1,9	2,2
20	1,05	263	1,35	1,39	20	1,2	2,1
21	1,1	273	1,30	1,37	21	1,3	2,0
22	1,15	283	1,39	1,31	20	1,4	1,9
23	1,2	293	1,41	1,33	21	1,5	1,8
24	1,25	303	1,33	1,42	14	1,6	1,7
25	1,3	313	1,36	1,34	15	1,7	1,6
26	1,35	323	1,40	1,35	16	1,8	1,5
27	1,4	307	1,31	1,39	17	1,2	1,4
28	1,45	287	1,37	1,40	18	1,9	1,3



## Тема: Циклы паросиловых установок

**Задание:** В паросиловой установке, работающей при начальных параметрах  $p_1$ ,  $t_1$  и конечном параметре  $p_2$ , введен вторичный перегрев пара при  $p'$  до начальной температуры  $t'=t_1$ . Определите:

- а) термический КПД установки при отсутствии вторичного перегрева;
- б) термический КПД цикла с вторичным перегревом;
- в) влияние введения вторичного перегрева на термический КПД цикла;
- г) теоретический расход пара и тепла;
- д) действительный расход пара и тепла.

При решении задачи воспользуйтесь приложением 3.

Номер вар-та	$p_1, 10^6 \text{ Па}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	$p_2, 10^3 \text{ Па}$	$p', 10^6 \text{ Па}$
1	8,0	450	1,0	2,0
2	9,0	500	2,0	2,5
3	10,0	550	3,0	3,0
4	11,0	600	4,0	3,5
5	12,0	650	5,0	4,0
6	13,0	660	6,0	4,5
7	14,0	630	7,0	5,0
8	15,0	530	8,0	5,5
9	16,0	430	9,0	6,0
10	17,0	670	10,0	6,5
11	8,0	580	1,5	2,5
12	10,5	480	2,5	3,0
13	12,0	630	3,5	3,5
14	14,5	590	4,5	4,0
15	16,0	490	5,5	4,5
16	9,5	620	6,5	5,0
17	11,0	570	7,6	5,5
18	13,5	470	8,5	6,0
19	15,0	690	9,5	6,5
20	17,0	560	9,0	2,0
21	16,5	440	8,0	2,5
22	15,5	610	7,0	3,0
23	14,5	510	6,0	3,5
24	13,5	690	5,0	4,0
25	12,5	520	4,0	4,5
26	11,5	430	3,0	5,0
27	10,5	620	2,0	5,5
28	9,5	600	1,0	6,0

**КОМПРЕССОРЫ****Изотермическое сжатие**

Работа компрессора определяется по формуле:

$$L_0 = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Теоретическая мощность двигателя находится по формуле:  $N = \frac{L_0}{1000 \cdot 3600}$ .

Тепло, отводимое с охлаждающей водой, определяется из равенства:  $Q = L_0$ .

Расход  $G$  охлаждающей воды можно определить из равенства:  $Q = c_e \cdot G \cdot \Delta t$ .

**Адиабатное сжатие**

Работа компрессора определяется по формуле:

$$L_0 = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Теоретическая мощность двигателя находится по формуле:

$$N = \frac{L_0}{1000 \cdot 3600}.$$

**Политропное сжатие**

Работа компрессора определяется по формуле:

$$L_0 = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Теоретическая мощность двигателя находится по формуле:

$$N = \frac{L_0}{1000 \cdot 3600}.$$

Количество тепла, отводимого от воздуха, определяется из уравнения:

$$Q = m \cdot c_v \frac{n-k}{n-1} \cdot (t_2 - t_1) = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \cdot c_v \frac{n-k}{n-1} \cdot (t_2 - t_1).$$

Конечная температура в политропном процессе выражается из формулы Пуассона:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Расход  $G$  охлаждающей воды можно определить из равенства  $Q = c_e \cdot G \cdot \Delta t$ .

### Работа «неидеального» компрессора

Работа, затрачиваемая на сжатие  $1 \text{ м}^3$  всасываемого воздуха, определяется по формуле:

$$l'_0 = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Работа, которая затрачивается на сжатие  $V_1 \text{ м}^3$  воздуха, равна  $L_0 = V_1 \cdot l'_0$ .

Величина, характеризующая степень полноты использования рабочего объема цилиндра, называется объемным КПД компрессора  $\lambda_v$ . Ее можно определить по формулам:

$$\lambda_v = \frac{V_1 - V_4}{V_h} = \frac{v_1 - v_4}{v_h} \text{ или } \lambda_v = 1 - a \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right].$$

Относительная величина вредного пространства уменьшает производительность компрессора и равна  $a = \frac{V_c}{V_h} = \frac{v_c}{v_h}$ .

Действительная мощность, потребляемая двигателем компрессора, равна:

$$N = \frac{L_0}{1000 \cdot 3600 \cdot \eta_k}.$$

### Одноступенчатое сжатие

Температура в конце сжатия определяется по формуле:  $\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$ .

Теоретическая работа компрессора вычисляется по формуле:

$$l_0 = \frac{k}{k-1} \cdot RT_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Объемный КПД компрессора можно найти по формуле:  $\lambda_v = 1 - a \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]$ .

### Многоступенчатое сжатие

Степень сжатия  $x$  в ступени компрессора определяет отношение давлений в каждой ступени и может быть найдена из уравнения:

$$x = \sqrt[m]{\frac{p_k}{p_1}},$$

где  $m$  – количество ступеней компрессора;  $p_k$  – давление газа, выходящего из последней ступени;  $p_1$  – давление газа, поступающего в первую ступень.

Таким образом,  $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_2} = \frac{p_6}{p_4} = \frac{p_m}{p_{m-2}}$ , где  $p_1, p_2, p_4$  (в знаменателях дробей) – давление газа, поступающего в первую, вторую, третью ступень;  $p_2, p_4, p_6$  (в числителях дробей) – давление газа, выходящего из первой, второй, третьей ступени, соответственно.

Температура в конце сжатия в каждой ступени определяется из равенства:

$$\frac{T_2}{T_1} = (x)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Работа одной ступени компрессора равна:

$$l'_0 = \frac{k}{k-1} \cdot RT_1 \cdot \left[ (x)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Наиболее выгодным оказывается многоступенчатое сжатие в случае, когда отношение давлений в каждой ступени компрессора одинаково. Следовательно, одинакова будет и работа, затрачиваемая на каждую ступень.

Работа компрессора определяется равенством:  $l_0 = m \cdot l'_0$ , где  $m$  – количество ступеней.

Объемный КПД компрессора можно найти по формуле:

$$\lambda_v = 1 - a \cdot \left[ (x)^{\frac{1}{k}} - 1 \right].$$

Теоретическая мощность, потребляемая двигателем компрессора, равна:

$$N = \frac{l_0 \cdot G}{1000 \cdot 3600}.$$

## ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### Цикл Отто

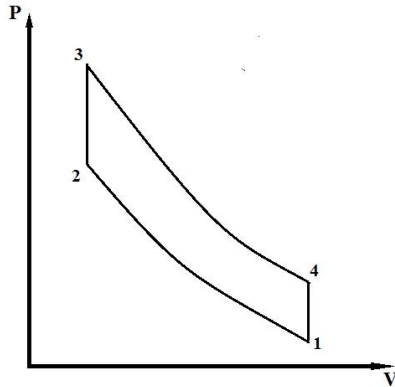


Рисунок 1– Цикл Отто

Количество теплоты, подводимое к рабочему телу в изохорном процессе 2-3, равно:

$$q_1 = c_v \cdot (T_3 - T_2),$$

где  $c_v$  – теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме в рассматриваемом интервале температур.

Количество теплоты, отводимое от рабочего тела в изохорном процессе 4-1, равно:

$$q_2 = c_v \cdot (T_4 - T_1).$$

В соответствии с общим определением и с учетом вышеобозначенных формул при условии, что  $c_v = \text{const}$ , термический КПД цикла находится из выражения:

$$\eta_T = 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \cdot \frac{T_1}{T_2}.$$

Для адиабатного процесса справедливо равенство:  $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}$ . Введя понятие

«степень сжатия» и обозначив его как  $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ , получаем, что  $\frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$ .

Для адиабат 1-2 и 3-4 уравнения Пуассона имеют следующий вид:  $\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k$

и  $\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k$ . Если учесть, что  $v_2 = v_3$  и  $v_4 = v_1$ , тогда получаем  $\frac{p_1}{p_2} = \frac{p_4}{p_3}$  и

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3}.$$

Учитывая свойства пропорции, получаем окончательное выражение для термического КПД цикла Отто:  $\eta_T = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$ .

## Цикл Дизеля

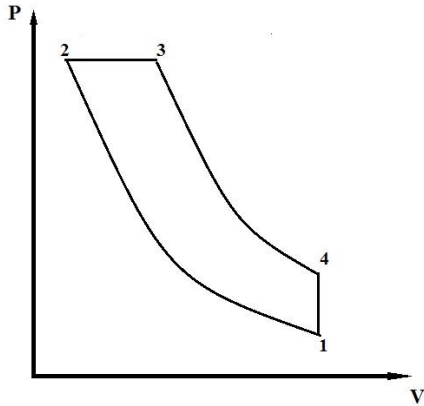


Рисунок 2 – Цикл Дизеля

Количество теплоты, подводимое к рабочему телу в изобарном процессе 2-3, равно:

$$q_1 = c_p \cdot (T_3 - T_2),$$

где  $c_p$  – теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении в рассматриваемом интервале температур.

Количество теплоты, отводимое от рабочего тела в изохорном процессе 4-1, равно:

$$q_2 = c_v \cdot (T_4 - T_1).$$

В соответствии с общим определением, с учетом вышеобозначенных формул и при условии, что  $c_v = \text{const}$  и  $c_p = \text{const}$ , термический КПД цикла находится из выражения:

$$\eta_T = 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \cdot \frac{T_1}{T_2}.$$

Для адиабатного процесса справедливо равенство:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1}.$$

Введя понятие «степень сжатия» и обозначив его как  $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ , получаем

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Введем еще одно обозначение  $\rho$  – «степень предварительного расширения», равное  $\rho = \frac{v_3}{v_2}$ . Для изобарного процесса 2-3:  $\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho$ . Для адиабат 1-2 и 3-4

уравнения Пуассона имеют вид:  $\frac{p_1}{p_2} = \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^k$  и  $\frac{p_4}{p_3} = \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^k$ . Поделив второе уравнение на первое и учитывая, что  $p_2 = p_3$  и  $v_4 = v_1$ , получаем  $\frac{p_4}{p_1} = \left( \frac{v_3}{v_2} \right)^k = \frac{T_4}{T_1}$  (т. к.

4-1 – изохорный процесс). Следовательно,  $\rho^k = \frac{T_4}{T_1}$ . После всех подстановок окончательное выражение для термического КПД цикла Дизеля имеет вид:

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{\rho^k - 1}{\rho - 1} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

## Цикл Тринклера

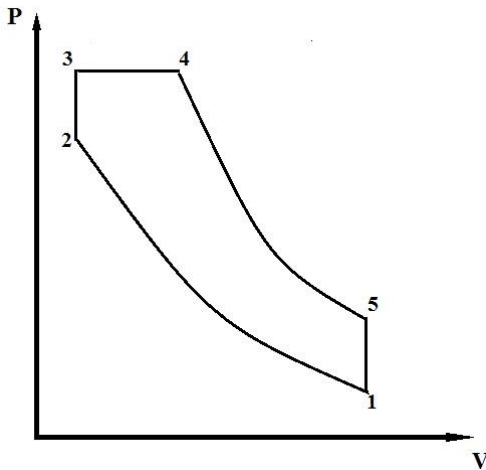


Рисунок 3 – Цикл Тринклера

Количество теплоты, подводимое к рабочему телу в изохорном процессе 2-5, равно:

$$q'_1 = c_v \cdot (T_5 - T_2).$$

Количество теплоты, подводимое к рабочему телу в изобарном процессе 5-3, равно:

$$q''_1 = c_p \cdot (T_3 - T_5).$$

Тогда общее количество теплоты определяется суммой:  $q_1 = q'_1 + q''_1$ .

Количество теплоты, отводимое от рабочего тела в изохорном процессе 4-1, равно:

$$q_2 = c_v \cdot (T_4 - T_1).$$

Термический КПД цикла со смешанным сгоранием определяется из выражения:

$$\eta_T = 1 - \frac{c_v \cdot (T_4 - T_1)}{c_v \cdot (T_5 - T_2) + c_p \cdot (T_3 - T_5)} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\left(\frac{T_5}{T_2} - 1\right) + k \cdot \frac{T_5}{T_2} \cdot \left(\frac{T_3}{T_5} - 1\right)} \cdot \frac{T_1}{T_2}.$$

Для изохорного процесса 4-1:  $\frac{p_4}{p_1} = \frac{T_4}{T_1}$ .

Для адиабат 1-2 и 3-4 уравнения Пуассона записываются в виде:  $\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k$  и

$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k$ . Поделив второе уравнение на первое и учитывая, что  $v_4 = v_1$ ,  $v_2 = v_5$  и

$p_5 = p_3$  получаем  $\frac{p_4}{p_1} = \frac{p_3}{p_2} \cdot \left(\frac{v_3}{v_2}\right)^k$  (т.к. 2-5 – изохорный процесс, а 5-3 – изобарный процесс).

Введя следующие понятия:  $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$  – «степени сжатия»,  $\lambda = \frac{p_5}{p_2}$  – «степень повышения давления в изохорном процессе сгорания»,  $\rho = \frac{v_3}{v_5}$  – «степень предварительного расширения в изобарном процессе сгорания» и учитывая эти соотношения, получаем:

для изохоры 2-5	$\lambda = \frac{p_5}{p_2} = \frac{T_5}{T_2};$	для адиабаты 1-2	$\frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}};$
для изобары 5-3	$\rho = \frac{v_3}{v_5} = \frac{T_3}{T_5};$	для адиабаты 4-1	$\frac{p_4}{p_1} = \frac{T_4}{T_1} = \lambda \cdot \rho^k.$

Таким образом, после всех подстановок окончательное выражение для термического КПД цикла Тринклера имеет вид:  $\eta_T = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$

## ЦИКЛЫ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Пар из парового котла поступает в пароперегреватель, откуда он направляется в турбину и далее в конденсатор. В конденсаторе с помощью охлаждающей воды, подаваемой циркуляционным насосом, от пара отводится тепло, и он конденсируется. Образовавшийся конденсат питательным насосом подается в котел, и цикл повторяется вновь.

### Идеальный цикл Ренкина в $p\nu$ -диаграмме

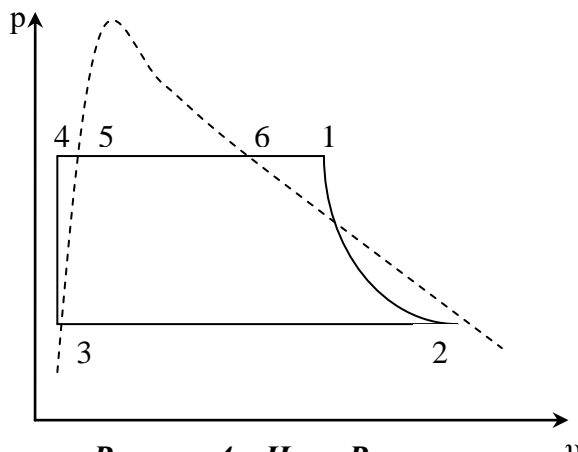


Рисунок 4 – Цикл Ренкина в  $p\nu$ -диаграмме

Рассмотрим термодинамические процессы цикла Ренкина в  $p\nu$ -диаграмме (рисунок 4).

1-2 – адиабатное расширение пара на лопатках паровой турбины; 2 – характеризует состояние отработанного пара, выходящего из турбины;

2-3 – процесс конденсации пара в конденсаторе; 3 – характеризует состояние воды при выходе из конденсатора; 3-4 – процесс повышения давления (сжатия воды) в питательном (конденсатном) насосе; 4-5 – подогрев воды в паровом котле (водном экономайзере); 5 – характеризует состояние воды в состоянии насыщения; 5-6 – парообразование в котле;

6-1 – перегрев пара в пароперегревателе

### Идеальный цикл Ренкина в $TS$ -диаграмме

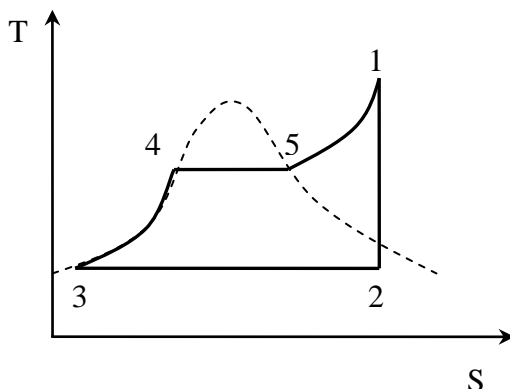


Рисунок 5 – Цикл Ренкина в  $TS$ -диаграмме

Рассмотрим цикл Ренкина в  $TS$ -диаграмме (рисунок 5). 1-2 – адиабатное расширение пара на лопатках паровой турбины; 2 – характеризует состояние отработанного пара при давлении  $p_2$ ; 2-3 – процесс конденсации пара в конденсаторе; 3-4 – процесс повышения давления (сжатия воды) в питательном (конденсатном) насосе; 4 – характеризует состояние кипящей воды при давлении  $p_1$  в котле; 4-5 – процесс парообразования; 5 – характеризует состояние сухого насыщенного пара; 5-1 – процесс перегрева пара в пароперегревателе.



Количество тепла, подведенного к 1 кг пара, в цикле равно:  $q_1 = h_1 - h'_2$ .

Количество тепла, отведенного от 1 кг пара, в цикле равно:  $q_2 = h_2 - h'_2$ .

Работа, совершенная за цикл и приходящаяся на 1 кг пара, равна:  $l_0 = h_1 - h_2$ .

Термический КПД цикла Ренкина равен:  $\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2}$ , где  $h_1$  и  $h_2$  – начальное и

конечное значения энтальпии пара в адиабатном процессе расширения его в турбине;  $h'_2$  – энтальпия кипящей жидкости (конденсата) при давлении  $p_2$ .

Данные величины могут быть найдены при помощи  $hS$ -диаграммы. Энтальпию конденсата  $h'_2$  находят по температуре  $t_n$ , соответствующей конечному давлению  $p_2$ . Для этого по изобаре  $p_2$  надо подняться до верхней пограничной кривой. По значению изотермы, проходящей через точку пересечения изобары  $p_2$  с верхней пограничной кривой, можно оценить  $h'_2$ , т. к.  $t_n \approx h'_2$ . Более точно значение  $h'_2$  определяют по соответствующим таблицам.

Удельный расход пара, выраженный в кг/(кВт·ч), и тепла при осуществлении идеального цикла Ренкина определяются по формулам:  $d_0 = \frac{3600}{h_1 - h_2}$  (при условии, что значения  $h$  для пара взяты в кДж/кг) и  $q = d_0(h_1 - h'_2)$ , кДж/(кВт·ч) – для тепла в расчете на каждый кВт·ч.

### Действительный цикл Ренкина

Действительный цикл сопровождается неизбежными потерями, вследствие чего удельные расходы пара  $d_0$  и тепла  $q$  увеличиваются. В паровой турбине потери связаны в основном с трением. Следовательно, энтальпия пара в конечном состоянии обозначится точкой, лежащей на изобаре  $p_2$  чуть правее, и будет иметь значение  $h_{2\partial}$ .

Полезная работа в действительном цикле называется внутренней работой:  $l_i = h_1 - h_{2\partial}$ . Относительный внутренний КПД  $\eta_{oi}$  – коэффициент, который характеризует степень совершенства действительного процесса по сравнению с идеальным и равен отношению:  $\frac{l_i}{l_0} = \frac{h_1 - h_{2\partial}}{h_1 - h_2} = \eta_{oi}$ . Абсолютный внутренний КПД

представляет собой отношение полезно использованного тепла в действительном процессе к затраченному теплу:  $\eta_i = \frac{h_1 - h_{2\partial}}{h_1 - h'_2}$ .

Сопоставив ранее приведенные формулы, можно получить следующие соотношения:  $\eta_i = \eta_T \cdot \eta_{oi}$  и  $h_{2\partial} = h_1 - (h_1 - h_2) \cdot \eta_{oi}$ .

Внутренняя работа, произведенная турбиной, не может быть полностью использована. Часть ее теряется на механические потери в трущихся частях двигателя. Работу, полученную на валу турбины, называют эффективной работой. Механический КПД турбины равен отношению эффективной работы к внутренней:  $\eta_m = \frac{l_e}{l_i}$ . КПД генератора равен  $\eta_g = \frac{l_o}{l_e}$ , поскольку преобразование механической энергии в электрическую связано с потерями энергии в генераторе.

Для оценки экономического КПД паросиловой установки (электростанции) необходимо ввести КПД котельной установки  $\eta_{кв}$ , который определяет отноше-

ние полезного использованного тепла топлива к теплоте сгорания топлива, а также КПД паропровода  $\eta_n$ , учитывающий потери при теплообмене пара с окружающей средой.

Таким образом, экономический КПД будет определяться следующим соотношением:  $\eta_{см} = \eta_{ку} \cdot \eta_n \cdot \eta_t \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_e$ .

### Цикл с вторичным перегревом пара

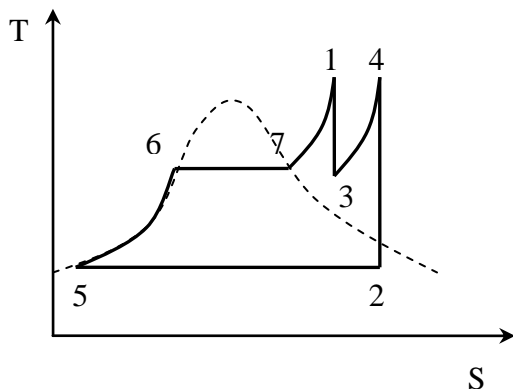


Рисунок 5 – Цикл Ренкина с вторичным перегревом пара

Цикл с вторичным перегревом пара показан на рисунке 5.

1-3 – адиабатное расширение пара на лопатках первой ступени турбины; 3-4 – вторичный (промежуточный) перегрев пара во второй ступени пароперегревателя; 4-2 – адиабатное расширение пара на лопатках второй ступени турбины; 2-5 – конденсация пара в конденсаторе; 5-6 – подогрев воды до температуры кипения; 6-7 – процесс парообразования; 7-1 – процесс перегрева пара в пароперегревателе

Повышение начального давления пара с целью увеличения КПД цикла Ренкина приводит к увеличению влажности пара на выходе, что отрицательно сказывается на работе паровых турбин. Для снижения влажности пара в конце расширения иногда применяют вторичный (промежуточный) перегрев пара.

Работа 1 кг пара в первом цилиндре (цилиндр высокого давления):  $l_I = h_1 - h_3$ .

Работа 1 кг пара во втором цилиндре (цилиндр низкого давления):  $l_{II} = h_4 - h_2$ .

Суммарная работа 1 кг пара:  $l_0 = (h_1 - h_3) + (h_4 - h_2)$ .

Подведенное в цикле тепло в паровом котле определяется по формуле  $q'_1 = h_1 - h'_2$ , а при вторичном перегреве:  $q''_2 = h_4 - h_3$ .

Количество тепла, затраченное в цикле, равно:  $q'_1 = (h_1 - h'_2) + (h_4 - h_3)$ .

Термический КПД цикла находится по формуле  $\eta_i = \frac{(h_1 - h_3) + (h_4 - h_2)}{(h_1 - h'_2) + (h_4 - h_3)}$ .

Объемами жидкости по сравнению с объемами пара, как правило, пренебрегают при не очень высоких давлениях.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Техническая термодинамика : учебник: в 2 ч. / Б. М. Хрусталеv, А. П. Несенчук, В. Н. Романюк [и др.]. – Минск : УП «Технопринт», 2003. – Ч. 1. – 474 с.
2. Сборник задач по термодинамике: учебное пособие / Т. Н. Андрианова [и др.]. – 2-е изд., перераб. и дополн. – М. : Энергия, 1971. – 264 с.: ил.
3. Рабинович, О. М. Сборник задач по технической термодинамике / О. М. Рабинович. – 4-е изд., перераб. и дополн. – М. : Машиностроение, 1969. – 375 с.
4. Карминский, В. Д. Техническая термодинамика и теплопередача: курс лекций / В. Д. Карминский – М. : Маршрут, 2005. – 224 с.

Учебное издание

**Составители:**

*Кушнер Татьяна Леонидовна  
Барковская Марина Михайловна*

**ФРОНТАЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ**  
**по дисциплине «Техническая термодинамика»**  
**Компрессоры, двигатели, циклы**

*для студентов специальности*  
**1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция**  
**и охрана воздушного бассейна»**  
*дневной и заочной форм обучения*

Ответственный за выпуск: Кушнер Т.Л.  
Редактор: Боровикова Е.А.  
Компьютерная вёрстка: Соколюк А.П.  
Корректор: Никитчик Е.В.

---

Подписано в печать 26.02.2020 г. Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага «Performer».  
Гарнитура «Times New Roman». Усл. печ. л. 1,16. Уч. изд. л. 1,25. Заказ № 1751. Тираж 21 экз.  
Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный  
технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.